

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTONOM TEMİZLİK ARACINA AİT EMİŞ SİSTEMİNİN
TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Furkan GÖKTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

OCAK 2023

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**OTONOM TEMİZLİK ARACINA AİT EMİŞ SİSTEMİNİN
TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Furkan GÖKTAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ekrem BÜYÜKKAYA

OCAK 2023

Furkan GÖKTAŞ tarafından hazırlanan “Otonom Temizlik Aracına Ait Emiş Sisteminin Tasarımı ve Prototip İmalatı” adlı tez çalışması . .2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı **Enerji** Bilim Dalı’nda Yüksek Lisans teziolarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı : **Unvan Adı SOYADI**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Unvan Adı SOYADI (Danışman)**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Unvan Adı SOYADI**
Sakarya Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Unvan Adı SOYADI**
(Gerekliyse) Üniversitesi

Jüri Üyesi : **Unvan Adı SOYADI**
(Gerekliyse) Üniversitesi



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “Otonom Temizlik Aracına Ait Emiş Sisteminin Tasarımı ve Prototip İmalatı” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, etik kurul onay belgesi aldığımı (etik onayı gerekmiyorsa bu cümle metinden çıkartılır), çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(...../...../20.....).

(imza)

Öğrencinin Adı Soyadı





Aileme ve yakinen yanımda olan arkadaşlarıma



TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim süresince çalışmamın planlamasına ve tabikine, beni yönlendirmesiden ve ilgisinden dolayı değerli danışman hocam Prof. Dr. Ekrem BÜYÜKKAYA hocama teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmasında gerekli kolaylıkları sağlayan TEKTEM firmasına teşekkür ederim.



Furkan Göktaş



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SİMGELER	xv
TABLO LİSTESİ	xix
ŞEKİL LİSTESİ	xxi
ÖZET	xxiii
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Kapsamı.....	2
1.2. Tezin Amacı	2
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1. Fanlar Hakkında Genel Bilgiler	3
2.2. Fan Parçaları.....	4
2.2.1. Rotor değişkenleri	4
2.2.2. Salyangoz değişkenleri	5
2.3. Fan Çeşitleri	6
2.3.1. Havanın yörüngesine göre fanlar	6
2.3.1.1. Eksenel fanlar.....	6
2.3.1.2. Radyal (merkezkaç, santrifüj) fanlar.....	6
2.3.1.3. Çapraz akışlı fan.....	13
2.3.1.4. Karışık akışlı fan	14
2.3.1.5. Radyal fanların kıyaslanması	14
2.3.2. Havanın çekimine göre fanlar	15
2.3.2.1. Emme fanları.....	15
2.3.2.2. Basma fanları	16
2.3.2.3. Emme - basma fanları	16
2.3.3. Fanın içerisinde oluşan bağıl basınç artışına göre fanlar	16
2.3.3.1. Düşük basınçlı fanları	16
2.3.3.2. Orta basınçlı fanları.....	16
2.3.3.3. Yüksek basınçlı fanları.....	16
2.4. Fan Kanunları	16
2.5. Fanlarda Oluşan Kayıplar.....	17
2.5.1. Sürtünme kayıpları	17
2.5.2. Difüzör kayıpları	18
2.5.3. Eddy kayıpları	18
2.5.4. Şok kayıpları	18
3. RADYAL FANIN ANALİTİK MODELİ	19

3.1. Radyal Fanın Teorik Hesaplama Yöntemleri	19
3.1.1. Euler denklemleri	19
3.1.2. Cordier denklemleri.....	24
3.2. Rotor Parametreleri	27
3.2.1. Kanat iç çapı.....	28
3.2.2. Kanat dış çapı	29
3.2.3. Kanat kalınlığı	30
3.2.4. Kanat yarıçapı	30
3.2.5. Kanat giriş açısı	31
3.2.6. Kanat çıkış açısı	32
3.3. Salyangoz Parametreleri	32
3.3.1. Virol açısı	32
3.3.2. Dil konumu açısı	34
3.3.3. Dil yarıçapı.....	34
3.3.4. Salyangoz kalınlığı.....	34
3.4. Fan Hesaplamaları	35
4. RADYAL FANIN SAYISAL MODELİ	39
4.1. Yönetici Denklemler	39
4.1.1. Süreklilik denklemi	39
4.1.2. Momentum denklemi	40
4.2. Türbülanslı Akışta Denklemler	40
4.2.1. Türbülanslı akışta süreklilik denklemi	41
4.2.2. Reynolds ortalama Navier Stokes denklemi	42
4.3. Türbülanslı Modelleri	43
4.3.1. k- ϵ Türbülans Modeli	43
4.3.1.1. k- ϵ Standart Türbülans Modeli.....	43
4.3.1.2. k- ϵ RNG Türbülans Modeli.....	45
4.3.2. k- ω Türbülans Modeli	45
4.3.2.1. k- ω Standart Türbülans Modeli.....	45
4.3.2.2. k- ω SST Türbülans Modeli	46
5. RADYAL FANIN SİMÜLASYONU	47
5.1. HAD Yöntemiyle Radyal Fanın Modellenmesi	47
5.2. Mesh Yapısı.....	48
5.3. Sınır Şartları.....	50
5.4. Analiz Sonuçları	50
5.5. Fanın Değiştirilen Parametreleri ve HAD Analizleri	51
5.5.1. Radyal fanlarda değişen kanat açısı etkisi.....	52
5.5.2. Radyal fanlarda değişen kanat sayısının etkisi.....	54
6. DENEYSEL ÇALIŞMA	59
6.1. Deneyde Kullanılan Malzemeler	59
6.1.1. Radyal fan	59
6.1.2. DC Motor	60
6.1.3. Trafo	60
6.1.4. Diyot.....	61
6.2. Montaj.....	61
6.3. Deneysel Sonuçlar	62
7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	63
KAYNAKLAR.....	65
ÖZGEÇMİŞ.....	69

KISALTMALAR

CAD	: Reaktif oksijen türleri
CFD	: Tiyobarbutirik asit reaktif maddeleri
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RANS	: Reynolds Averaged Navier Stokes
RNG	: Renormalization Group
SST	: Shear Stress Transport
TEYDEB	: Tenkoloji ve Yenilik Destek Programı
TÜBİTAK	: Türkiye Bilimsel ve Teknik Araştırma Kurumu



SİMGELER

A_k	: Planform kanat alanı [m ²]
b	: Rotor kalınlığı [m]
C_{1ε}	: Türbülans sönümlleme hızı denklemi için deneysel sabit
c	: Kanat profili veter hattı uzunluğu [m]
C_{2ε}	: Türbülans sönümlleme hızı denklemi için deneysel sabit
C_{3ε}	: Türbülans sönümlleme hızı denklemi için deneysel sabit
C_μ	: Türbülans viskozitesi μ için deneysel denklem sabiti
C_L	: Taşıma katsayısı
C_D	: Sürüklenme katsayısı
D	: Sürüklenme kuvveti [N]
D	: Çap [m]
D₁	: Rotor iç çapı [m]
D₂	: Rotor dış çapı [m]
F	: Bileşke kuvvet [N]
G_b	: Kaldırma kuvvetinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi
G_k	: Ortalama hız gradyentinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi
g	: Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
g_i	: Yerçekimi ivmesinin i yönündeki bileşeni [m/s ²]
H_p	: Fan gücü [W]
H_{th∞}	: Teorik basma yüksekliği
k	: Türbülans kinetik enerjisi
K	: Katılık matrisi
L	: Taşıma kuvveti [N]
L	: Uzunluk [m]
L₀	: Uzunluk [m]
M	: Yunuslama momenti [Nm]
M_t	: Türbülanslı akış Mach sayısı
M	: Kütle matrisi
n	: Fan devir sayısı [dev/dak]

Pa	: Basınç [Pascal]
Pr	: Prandtl sayısı
Pr_t	: Türbülans Prandtl sayısı
P	: Güç [W]
Q	: Hacimsel debi [m ³ /saat]
Re	: Reynolds sayısı
R_b	: Kanat yarıçapı
sp	: Statik basınç [Pascal]
s	: Ortalama hız gradyentinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi
s	: Kanat uzunluğu [m]
S_{ij}	: Şekil değiştirme hızları tensörü [s ⁻¹]
S_k	: Türbülans kinetik enerjisi kaynak terimi
S_ε	: Türbülans sönümlleme hızı kaynak terimi
T	: Sıcaklık [°C]
T	: Tork [Nm]
t	: Zaman [s]
u	: x- yönündeki hız [m/s]
v	: y- yönündeki hız [m/s]
v_a	: Eksenel hız [m/s]
v_∞	: Yerçekimi ivmesinin i yönündeki bileşeni [m/s ²]
v_o	: Ortalama hız [m/s]
w	: z- yönündeki hız [m/s]
x	: x- yönündeki hız [m/s]
y	: Sınıra en yakın çözüm ağı elemanı kalınlığı [m]
y⁺	: Boyutsuz türbülanslı sınır tabaka mesafesi
YM	: Ortalama sönümlleme hızına katkı sağlayan dalgalanan genişleme
y	: y- eksenindeki mesafe [m]
z	: z- eksenindeki mesafe [m]
α	: Hücüm açısı [°]
α_s	: Spiral eğrinin açılma açısı [°]
α_{st}	: Dil konumu açısı [°]
β	: Bağlı akış açısı [°]
β	: Isıl genleşme katsayısı
β₁	: Kanat giriş açısı

β_2	: Kanat çıkış açısı
ε	: Türbülans kinetik enerjisi sönmelenme hızı
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
λ	: Öz değeri
η	: Verim
η_q	: Özgöl hız [dev/dak]
Q_T	: Toplam debi [m ³ /saat]
σ_k	: Türbülans kinetik enerjisi Prandtl sayısı
σ_ε	: Türbülans sönmelenme hızı Prandtl sayısı
ϕ	: Öz vektör [mod şekli]
φ	: Debi katsayısı
ψ	: Basınç katsayısı
δ	: Yer değıştirme [m]
δ	: Hız [m/s]
δ'	: İvme [m ² /s]
δ_{ij}	: Kronecker delta
μ	: Dinamik viskozite [Pa.s]
μ_t	: Türbülans viskozitesi [Pa.s]
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s]
ω	: Açısal hız [rad/s]
ω_i	: inci doğal frekans [Hz]
ω_2	: Öz değeri
z	: Kanat sayısı [adet]



TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 2.1. Sirocco fanların genel boyutları [12]	9
Tablo 2.2. Orijinal Sirocco fan boyutları [12]	9
Tablo 2.3. Radyal fanların karşılaştırılması [1,4]	14
Tablo 3.1. Fan tiplerine göre Cordier diyagramı [24]	27
Tablo 3.2. Tasarıma başlanması için gerekli olan isterler	36
Tablo 3.3. Basınç sayısı (ψ) tablosu [28]	37
Tablo 5.1. Radyal fanın teknik özellikleri	48
Tablo 5.2. Sınır şartları	50
Tablo 5.3. Analiz sonuçları	50
Tablo 5.4. Fanların teknik özellikleri	52
Tablo 5.5. Değişen tasarımların analiz sonuçları	54
Tablo 5.6. Kanat sayıları değişen fanların teknik özellikleri	54
Tablo 5.7. Analiz sonuçları	56
Tablo 6.1. Deneysel sonuçlar	62



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1. Radyal fan tasarımı	4
Şekil 2.2. Radyal fanın rotor değişkenleri [4].....	5
Şekil 2.3. Radyal fanın salyangoz değişkenleri [4].....	5
Şekil 2.4. Eksenel fan [7].....	6
Şekil 2.5. Radyal fan içerisinde oluşan hava akışı [7]	7
Şekil 2.6. Öne eğik kanatlı radyal fan [10]	7
Şekil 2.7. Öne eğik kanatlı radyal fanın önden görünümü [1].....	8
Şekil 2.8. Öne eğik radyal kanatlı fanın kanat giriş ve çıkış açısı [10].....	8
Şekil 2.9. Öne eğik kanatlı radyal fanın hız vektörleri [10].....	9
Şekil 2.10. a) Öne eğik kanatlı radyal fan (b) Radyal kanatlı radyal fan (c) Geriye eğik kanatlı radyal fan [12]	10
Şekil 2.11. Radyal kanatlı radyal fan [10]	10
Şekil 2.12. Radyal kanatlı radyal fan ve hız üçgeni [13]	11
Şekil 2.13. Geriye eğik kanatlı radyal fan [10].....	11
Şekil 2.14. Geriye eğik kanatlı radyal fan [3].....	12
Şekil 2.15. Uçak kanadı kesimli (airfoil) radyal fan [6]	13
Şekil 2.16. Çapraz akışlı fan [7].....	13
Şekil 2.17. Karışık akışlı fan [1]	14
Şekil 3.1. Radyal fan hız vektörleri [10].....	20
Şekil 3.2. Radyal fanların teorik basma yüksekliği – debi grafiği [10]	23
Şekil 3.3. Radyal fanların teorik güç – debi grafiği [10]	23
Şekil 3.4. Radyal fanların gerçek basma yüksekliği – debi grafiği [10].....	24
Şekil 3.5. Fan türlerine göre Codier diyagramı [14].....	25
Şekil 3.6. Fan ve kompresörler için Cordier diyagramı [24]	25
Şekil 3.7. Fan türlerine göre Cordier diyagramı (dev/sn)	26
Şekil 3.8. Fanların özgül hız ve basınç kastedilmesiyle olan ilişkisi [10]	28
Şekil 3.9. Kanat çiziminde kullanılan parametreler [10]	31
Şekil 3.10. Salyangoz sarmal yapısı [27].....	33
Şekil 3.11. Giriş açısına göre salyangoz hesabı [26]	34
Şekil 3.12. Salyangoz kalınlığı	35
Şekil 4.1. Türbülanslı bir akışın zamana göre değişen ϕ büyüklüğü [30].....	41
Şekil 5.1. Radyal fanın teknik resmi.....	47
Şekil 5.2. Radyal fanın akış hacmi.....	48
Şekil 5.3. Element sayısı ile skewness değer grafiği	49
Şekil 5.4. Radyal fanın mesh yapısı.....	49
Şekil 5.5. Havanın radyal fandan çıkış hızı	51
Şekil 5.6. Çıkış basıncı	51
Şekil 5.7. Model B'nin hız ve basınç değerleri.....	52
Şekil 5.8. Model C'nin hız ve basınç değerleri.....	53

Şekil 5.9. Model D'nin hız ve basınç değerleri.....	53
Şekil 5.10. Model E'nin hız ve basınç değerleri	53
Şekil 5.11. Model A ₅ 'in basınç ve hız sonuçları.....	55
Şekil 5.12. Model A ₁₀ 'un basınç ve hız sonuçları.....	55
Şekil 5.13. Model B ₅ 'in basınç ve hız sonuçları	55
Şekil 5.14. Model B ₁₀ 'un basınç ve hız değerleri	56
Şekil 5.15. Model C ₅ 'in basınç ve hız değerleri	56
Şekil 5.16. Model C ₁₀ 'nin basınç ve hız değerleri	56
Şekil 6.1. Model A ₈ 'in teknik resmi	59
Şekil 6.2. İmalatı yapılan radyal fan	60
Şekil 6.3. 24V-600W DC motor	60
Şekil 6.4. 12V-30A trafo.....	61
Şekil 6.5. 10A10 diyot	61
Şekil 6.6. Test için hazır hale getirilen emiş sistemi.....	62



OTONOM TEMİZLİK ARACINA AİT EMİŞ SİSTEMİNİN TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI

ÖZET

Fanlar, motordan elde ettikleri enerjiyi fan içerisinde bulunan akışa aktaran turbomakinelerdir. Toz, parçaçık ve partikül bulunduran akışının taşınması, iklimlendirme, soğutma ve havanlandırma vb. pek çok sektörde kullanılmaktadır. Yüksek debi ve basınç gerektiren durumlar için en büyük tercih sebebidir. Fanlar birçok başlık altında sınıflandırılmıştır. Temel olarak fanlar akışın giriş ve çıkış yönüne göre radyal (santrifüj) ve eksenel fan olmak üzere iki temel başlıkta sınıflandırılmıştır. Eksenel fanlarda akış kanata eksenel olarak girer ve çıkar. Radyal fanlarda ise akış kanata girişi ve çıkışı arasında 90° 'lik açı vardır. Radyal fanlar birçok parçadan oluşmak üzere rotor ve salyangoz olmak üzere iki ana parçadan oluşmaktadır. Rotor, fanın eksenel olarak hareket eden elemanı olup akışı bir ortamdan basınçlandırarak istenilen ortama istenen basınç ve debi değerlerinde iletilmesini sağlamaktadır. Salyangoz, rotor kanatlarından çıkan akışın toplanması ve istenilen konuma yönlendirilmesi sağlamaktadır.

Tez kapsamında otonom temizlik aracına ait emiş sisteminin tasarımı, simülasyonu ve prototip yapılmıştır. Otonom temizlik aracında hedeflenen fan debi değeri $186 \text{ m}^3/\text{h}$ 'tir. Yüksek verim ve yüksek basınç ihtiyacından dolayı otonom temizlik aracının emiş sisteminde geriye eğik kanatlı radyal fan türü tercih edilmiştir.

Radyal fan tasarımı için teorik sonuçlar yardımıyla Solidworks programını kullanılarak CAD dosyaları elde edilmiştir. Analiz için Ansys programı içerisinde bulunan Fluent programı yardımıyla HAD analiz çalışmaları yapılmıştır. Analiz aşamasında optimum sonuçların elde edilebilmesi için radyal fan geometrisi üzerinde bazı parametreler değiştirilerek analizler aynı sınır şartlarında tekrarlanmıştır. Tasarım güncellemeleri radyal fanın kanat parametrelerinden biri olan kanat açısı değiştirilerek simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Radyal fanın kanat giriş açısı olan β_1 parametresi sabit tutularak kanat çıkış açısı olan β_2 parameteresi değiştirildikten sonra β_2 parameteresi sabit tutulup β_1 parametresi değiştirilerek elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Daha sonra radyal fanın farklı kanat açısı durumuna göre farklı kanat sayılarında değişiklikler yapılarak hız ve basınç değerleri incelenmiştir. Fanın kanat yapısında gerçekleştirilecek değişimlerle kanat açısı ve debi farkını da dikkate alınarak basınç farkının arttırılması amacıyla emişin istenilen seviyeye ulaşabileceği nihai fan tasarımı elde edilmiştir. Elde edilen verilere göre deneysel çalışmalar yapılarak fan performans parametreleri elde edilmiştir.



DESIGN AND PROTOTYPE MANUFACTURING OF THE SUCTION SYSTEM OF THE AUTONOMOUS CLEANING VEHICLE

SUMMARY

Fans are turbomachines that transfer the energy they obtain from the engine to the flow in the fan. Transport of dust, particles and particulates, air conditioning, cooling, and ventilation, etc. used in many industries. It is the most preferred reason for situations requiring high flow and pressure. Fans are classified under many headings. Classification has been made according to the angle difference between the inlet and outlet of the air in the fans according to the trajectory of the air. Accordingly, the fans are named as axial fans, radial fans, cross flow fans and reciprocating flow fans. According to the draft of the air, the fans are classified according to the transmission of the flow to a larger volume area. They are named as suction fans, discharge fans, suction, and discharge fans. According to the relative pressure increase in the air, the purpose of the fans is to provide flow transmission by creating a pressure difference. They are classified as low-pressure fans, medium pressure fans and high-pressure fans.

Basically, according to the trajectory of the air, the fans are classified under two main headings as radial (centrifugal) and axial fans according to the inlet and outlet axis of the flow. In axial fans, the flow enters and exits the blade axially. In radial fans, there is a 90° angle between the inlet and outlet of the flow blade. Radial fans consist of two main parts, rotor and volute. The rotor is the axially moving element of the fan, and it pressurizes the flow from a medium and ensures that it is transmitted to the desired medium at the desired pressure and flow rates. The volute ensures that the flow coming out of the rotor blades is collected and directed to the desired location.

Radial fans are examined under four headings. These are forward curved blade radial fans, radial blade radial fans, backward curved blade radial fans and airfoil radial fans. Radial fans with forward curved blades are called Sirocco fans and their blade outlet angle is greater than 90° . It is preferred for medium efficiency and low cycle requirements. The rotor rotates in the same direction as the blade direction. The blade angle of radial bladed radial fans is 90° and is used for high speed and pressure requirements. It is preferred for needs such as dirty air transport, oil and particle transmission. The blade outlet angle of radial fans with backward curved blades is less than 90° and is used for high flow, pressure and efficiency needs. The blade direction and rotor rotation direction are opposite. Airfoil radial fans have a blade angle of less than 90° like radial with backward curved blades and are preferred for high flow and pressure requirements. Since it is difficult to manufacture compared to other radial fans, it is produced according to special needs.

Since there is a rotor as a rotating element in radial fans, it is classified as a turbomachinery. In order to carry out theoretical calculations of turbomachines, it is necessary to assume that there are an infinite number of blades and that the blade

thicknesses are infinitely small. By making these assumptions, Euler turbomachinery equations can be used.

Due to the three-dimensional flow in the fan, unpredictable movements occur in the fans. Losses occur due to the pressure difference between the two faces of the fan blades. These losses are examined under four headings. Friction losses are diffuser losses, Eddy losses and shock losses. Friction losses, the formation of viscous drag in the air as the rotor moves, is called friction loss. Diffuser losses cause energy loss in the flow by widening the distance between the blades with the movement of air in the fan. Eddy losses are different because the pressure values on the front and back of the fan blades are not the same. This speed difference causes Eddy loss since it does not create similar flow motion. Shock losses occur at the interface with sudden pressure changes. The interface causes shock losses. Calculations should be made by taking these losses into account while making theoretical calculations.

There are different variants of the rotor and volute in the design of the suction system. Rotor parameters are blade inner diameter, blade outer diameter, blade thickness, blade radius, blade entry angle and blade exit angle. The blade inner diameter is calculated with the help of total flow, Pfleiderer flow number and C_s values. The wing outer diameter is calculated with the help of head, flow, efficiency and pressure coefficient, which is a dimensionless number. Wing thickness is calculated with the help of average meridian velocity. The wing radius is calculated with the help of a constant equation from the data obtained. The blade entry angle is calculated from the mean meridian velocity and the entry circumferential velocity. Blade outlet angle is calculated with the help of blade number, blade inner and outer diameter. The snail parameters are virole angle, tongue position angle, tongue radius and snail thickness. Virole angle is calculated by a fixed equation with the help of the virole radius and the constant K . The tongue position angle is calculated with the help of the obtained constant equation. The snail thickness is calculated with the help of the meridian velocity and the flow velocity at the impeller exit. In this thesis, the changes on some of the rotor parameters were examined.

In the thesis, the design, simulation, and prototype of the suction system of the autonomous cleaning vehicle were made. The targeted fan flow rate in the autonomous cleaning vehicle is $186 \text{ m}^3/\text{h}$. Due to the high efficiency and high-pressure requirement, backward curved radial fan type was preferred in the suction system of the autonomous cleaning vehicle.

CAD files were obtained by using Solidworks program with the help of theoretical results for radial fan design. For analysis, CFD analysis studies were carried out with the help of the Fluent program in the Ansys program. In order to obtain optimum results during the analysis phase, some parameters were changed on the radial fan geometry and the analyzes were repeated under the same boundary conditions. Simulation studies were carried out by changing the blade angle, which is one of the blade parameters of the radial fan, with design updates. The β_1 parameter, which is the blade inlet angle of the radial fan, is kept constant and the β_2 parameter, which is the blade outlet angle, is changed, and the β_2 parameter is kept constant and the β_1 parameter is changed, and the obtained data are compared. Then, the speed and pressure values were examined by making changes in the number of different blades according to the different blade angle conditions of the radial fan. With the changes to be made in the blade structure of the fan, the final fan design, in which the suction can

reach the desired level, has been obtained to increase the pressure difference, considering the blade angle and flow rate difference. Afterwards, experimental studies were carried out and fan performance parameters were obtained.

The ideal fan is produced by obtaining the ideal fan design. Since it is aimed to be used in an autonomous vehicle, it must work with a DC motor. A 24V-600W DC motor is used to rotate at 20000 rpm. In order to run the DC motor with AC electricity, two 12V-30A transformers were connected in series and 720W power of 24V-30A was obtained. Two 10A diode circuit elements are used to ensure unilateral current in transformers. The elements are brought together to ensure the operation of the radial fan. The obtained analysis results and the experimental results were compared with each other.



1. GİRİŞ

Fanlar, basınç farkı oluşturmak amacıyla havanın akışını sağlayan cihazdır. Fanın dönerek hareket eden elemanı olan rotor, akış üzerinde iş yaparak ve akışa statik ve kinetik enerji kazandırır. Diğer bir deyişle fanlar, bir mil aracılığıyla pervaneye transfer edilen enerjiyi akış hızına veya basınç farkına dönüştürmektedir. Akışa aktarılan enerjilerin oranı fanın türüne göre değişmektedir [1].

Basitçe fanlar, bir mil aracılığıyla pervaneye transfer edilen enerjiyi akış hızına veya basınç farkına dönüştürmektedir.

Fanların verimli olarak çalışması için kullanılan sisteme göre uygun fanın seçilmesi gerekmektedir. Fanların ilk yatırım maliyeti uygun olmasına karşın enerji tüketimi fazla olabilir. Bu nedenle, maliyet olarak en uygun fan her zaman en verimli olanı değildir. Enerji tüketimi fazla olmaması için bu hususlar dikkate alınarak fan tasarımı ve tercihi yapılmalıdır.

Fanlar, iklimlendirme, havalandırma, toz toplama vesaire birçok alanda kullanılmaktadır. Fanların çeşitli artıları ve eksileri vardır. Düşük üretim maliyetleri ve gürültü seviyesi artı yanları iken, düşük statik verimleri eksi yanlarındandır.

Fanlar yaygın olarak kullanılmasından dolayı fanlar üzerine teorik ve pratik birçok çalışma yapılmaktadır. Teorik ve pratik çalışmalarda fanların kanat açısı, kanat sayısı, kanat profili gibi fan elemanlarında üzerinde çalışmalar olduğu gibi; fan konumu, fan boyutu gibi genel tasarımlar üzerinde de çalışmalar bulunmaktadır.

Teknolojinin ilerlemesiyle bilgisayar üzerinde yapılan işlemlerin artmasıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılmaya başlanmıştır. Deneysel olarak yapılması zor, maliyetli ve deneysel olarak yapılması mümkün olmayan çalışmalarda zaman ve malzeme sarfiyatının önüne geçmek için simülasyon çalışmalarının yapılması gereklidir. Bu sayede her bir parametre değişikliği için farklı deneysel sistem kullanılmasına gerek duyulmadan ideal sistem elde edilebilmektedir.

1.1. Tezin Kapsamı

Bu tez kapsamında otonom bir temizlik aracının emiş sisteminin tasarımı, simülasyonu ve prototip imalatını içermektedir.

Emiş sisteminde kullanılan fan türü belirlendikten sonra, analitik hesaplamalar yapılmıştır. Teorik veriler yardımıyla fanın üç boyutlu modelleri elde edilmiştir. Üç boyutlu modeller kullanılarak simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Analiz sonuçlarında nihai veriler elde edilmesiyle emiş sisteminin imalatı sonrası deneysel çalışmalar yapılarak simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

1.2. Tezin Amacı

TÜBİTAK TEYDEB projesi kapsamında yapılması hedeflenen otonom temizlik aracına ait emiş sisteminin fan tasarımı, analizi ve prototip imalatı gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasında otonom temizlik aracına ait emiş sistemi incelenerek uygun fan tasarımı yapılmıştır. Otonom temizlik aracının emiş sisteminden beklenen m^3/h 'lik debi belirlenerek bu değere ulaşabilecek fan tasarımı gerçekleştirilmiştir. Optimum fan tasarımı için Solidworks programında CAD tasarımı elde edildikten sonra hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla sonlu hacimler yöntemini kullanan HAD programında analizleri yapılmıştır.

Tasarımı ve analizleri yapılan fanın optimum değerlerinin elde edilmesiyle oluşan tasarımın prototip imalatı yapılmıştır. Analizler yapıldıktan sonra elde edilen veriler ile prototip ile elden veriler karşılaştırılarak optimum sonuçlar elde edilmiştir.

Elde edilen veriler sayesinde TÜBİTAK TEYDEB proje kapsamında yapılması hedeflenen otonom temizlik aracına ait emiş sisteminin fanı imal edilebilir duruma gelmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Fanlar Hakkında Genel Bilgiler

Fan, bir mil aracılığıyla pervaneye transfer edilen enerjiyi akış hızına veya basınç farkına dönüştürmektedir. Çeşitli ihtiyaçlara göre çeşitli fan türleri olup fanların temel görevleri:

- Radyal ve aksel akış yönünü değiştirmek için kullanılır.
- Statik basıncı arttırmak için kullanılır.
- Kinetik enerji elde etmek için kullanılır.

Makinelere fan kullanılmasının çeşitli artıları ve eksileri vardır. Başlıca artıları [2]:

- Yaygın olarak kullanılmaktadır.
- Düşük ve yüksek sıcaklık, kirli akış ve korozyon uygulamalarında kullanılabilir.
- Çok fazla çeşidi bulunmaktadır.
- Sessiz ve verimli olarak çalışabilir.
- Yapısal kararlılıkları yüksektir.
- Seçilen fan türüne göre yüksek basınç ve debi değerlerinde çalışabilir.

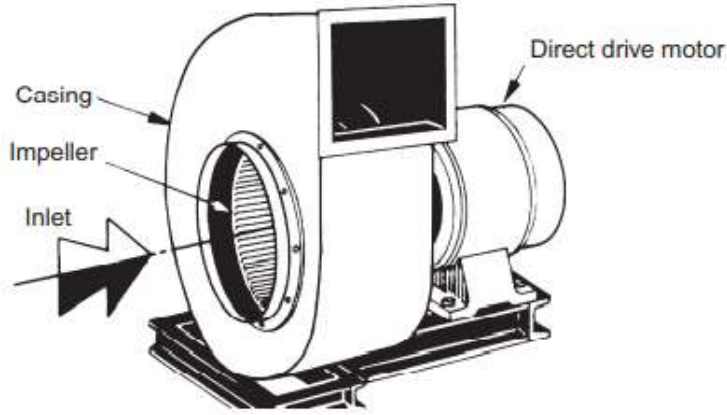
Başlıca eksileri:

- Fanların ilk işleve alma maliyeti düşük olmasına karşın yanlış fan seçimi ilk yatırım maliyetinin binlerce katına çıkabilir.
- (Periyodik bakımları yapılmayan ve yanlış seçim yapılan fanlar için) Gürültülü çalışır.

Fanlar üzerinde çeşitli geliştirmelerin yapılmasının temel nedeni; ulusal standartların belirlediği minimum verim değerlerini karşılamak, son kullanıcının daha iyi performans taleplerini karşılamak ve daha düşük gürültülü fan ihtiyacı için fanlar üzerinde araştırmalar devam etmektedir.

2.2. Fan Parçaları

Fanlar temel olarak iki ana parçadan oluşmak üzere birçok parçadan oluşmaktadır.



Şekil 2.1. Radyal fan tasarımı

Radyal fan tasarımı Şekil 2.1.'de gösterildiği üzere iki temel parçadan oluşmaktadır.

Salyangoz (casing), hava giriş ve çıkış için optimum şekilde tasarlanmıştır. Temel görevi optimum havayı toplayarak fan çıkışına yönlendirmektir.

Rotor (impeller), salyangoz parçasının içerisinde, salyangozun tam merkezine konumlandırılır. Rotor mil aracılığıyla kanata aktarılan kinetik enerjiyi dönme hareketi yapmasıyla durgun havayı hava akışına dönüştürür. Durgun havayı emip akış hareketi oluşturmasıyla basınç farkı oluşturarak elde edilmesi istenen debi ve basınçta akış hareketi oluşturmaktadır.

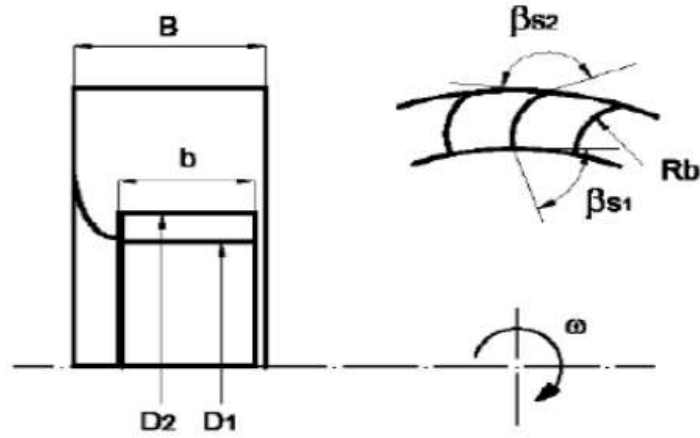
Tez konu çalışması gereği radyal fan parametreleri verilmiştir. Fan türlerine göre fan parametreleri farklılık göstermektedir.

2.2.1. Rotor değişkenleri

Rotor değişkenleri aşağıda verilmiştir. Radyal fanın rotor değişkenleri Şekil 2.2.'de gösterilmiştir [4].

- Kanat giriş açısı (β_1)
- Kanat çıkış açısı (β_2)
- Rotor kalınlığı (b)
- Rotor dış çapı (D_2)

- Rotor iç çapı (D_1)
- Kanat yarıçapı (R_b)

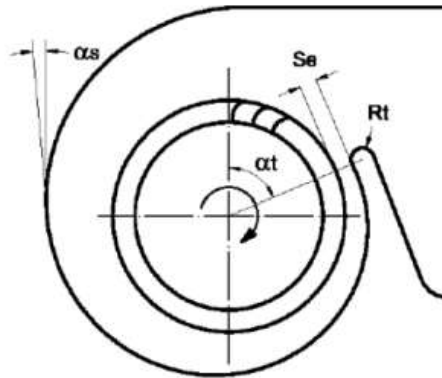


Şekil 2.2. Radyal fanın rotor değişkenleri [4]

2.2.2. Salyangoz değişkenleri

Salyangoz parametreleri aşağıda verilmiştir. Şekil 2.3.'de gösterilen parametreler radyal fana ait değişkenlerdir [4].

- Salyangoz ve rotor arasındaki boşluk (S_e)
- Dil yarıçapı (R_t)
- Spiral eğrinin açılma açısı (α_s)
- Salyangoz kalınlığı (B)
- Dil konumu açısı (α_t)



Şekil 2.3. Radyal fanın salyangoz değişkenleri [4]

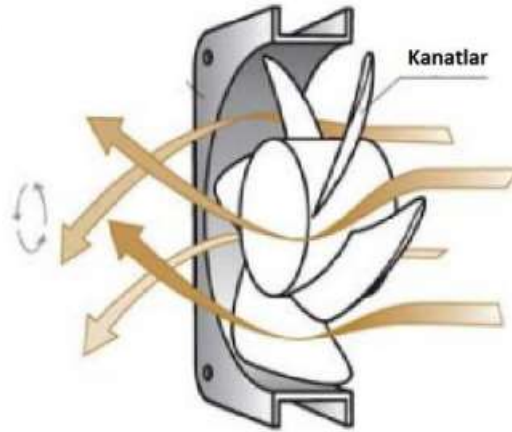
2.3. Fan Çeşitleri

Fanlar genel olarak eksenel fanlar ve radyal (santrifüj, merkezkaç) fanlar olmak üzere iki temel altında incelenmiştir [5]. Endüstriyel olarak fanlar iklimlendirme, havalandırma, kurutma, toz toplama vb. birçok farklı sektörde kullanıldığından dolayı birçok başlık altında sınıflandırılmıştır [7].

2.3.1. Havanın yörüngesine göre fanlar

2.3.1.1. Eksenel fanlar

Eksenel fanlarda Şekil 2.4.'de görüldüğü üzere hava akımı, rotor eksenine paraleldir. Hava akımı rotor eksenine paralel olduğundan dolayı teorik olarak radyal hız oluşmamaktadır. Fan kanat tasarımına göre radyal hız bileşeni de oluşabilmektedir. Eksenel fanlarda basınç artışı, hız değişiminden kaynaklanmaktadır [5]. Eksenel fanlar genellikle temiz hava kullanarak düşük basınçta, yüksek hacimli uygulamalarda kullanılır. Eksenel fanlar daha az dönen kütleye sahiptir ve benzer santrifüj fanlardan daha kompakt kapasiteye sahiptir. İlave olarak eksenel fanlar, radyal fan ve diğer fan türlerine göre daha yüksek dönme hızlarına sahip olma eğilimindedir ve sıralı radyal fanlardan daha gürültülüdür [5].

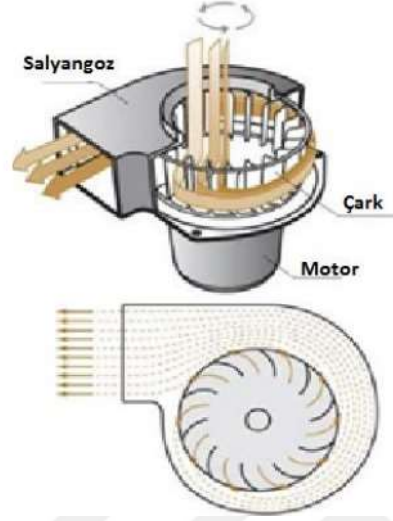


Şekil 2.4. Eksenel fan [7]

2.3.1.2. Radyal (merkezkaç, santrifüj) fanlar

Radyal fanlar Şekil 2.5.'de görüldüğü gibi hava akışı eksenel olarak girip radyal bir hareketle emiş ağzına göre 90° açı ile kanatlara teğet olarak hareket ettiği fanlardır.

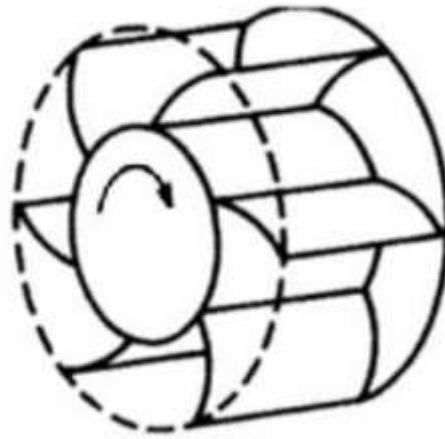
Öne eğimli kanatlara sahip radyal fanlar, santrifüj kuvvetinden ziyade hız basıncı dönüşümüne daha fazla bağlıdır ve genellikle geriye doğru kavisli kanatlara sahip fanlardan daha az verimlidir. Santrifüj fanlar nispeten yüksek basıncın gerektiği durumlar için üretilir. Yüksek hava akımlarında sıklıkla kullanılır [8].



Şekil 2.5. Radyal fan içerisinde oluşan hava akışı [7]

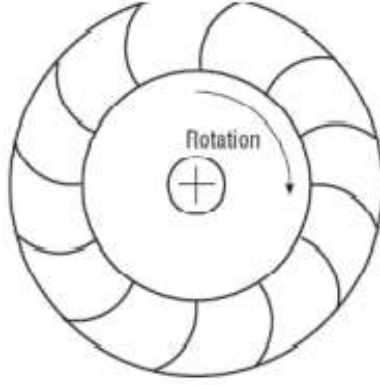
Öne eğik kanatlı radyal fan

Radyal fanlarda kanat yönü ve dönüş yönü fan türünü belirlemektedir. Kanat yönü, dönme yönüne göre olan fanlara öne eğik kanatlı radyal fan denir. Radyal fan türleri arasında öne eğik kanatlı radyal fan, diğer adıyla Sirocco, diğer radyal fanlara göre yaygın olarak kullanılmaktadır [9].



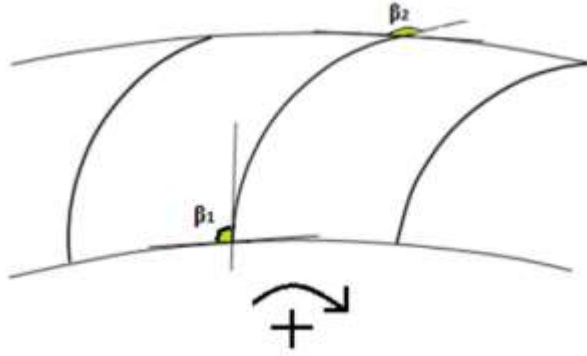
Şekil 2.6. Öne eğik kanatlı radyal fan [10]

Öne eğik kanatlı radyal fanın değişkenlerini inceleyecek olursak:



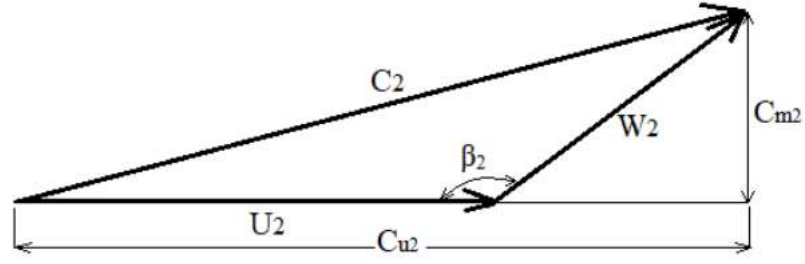
Şekil 2.7. Öne eğik kanatlı radyal fanın önden görünümü [1]

Şekil 2.7.'de görüldüğü üzere öne eğik kanatlı radyal fanın β_2 açısı 90° 'den büyüktür. β_2 açısı 90° 'den büyük olması kanatların rotorun dönme yönüne yönlendirilmiş olması anlamına gelmektedir.



Şekil 2.8. Öne eğik radyal kanatlı fanın kanat giriş ve çıkış açısı [10]

Şekil 2.8'de kanat çıkış hızının üçgenleri gösterilmiştir. Öne eğik kanatlı radyal fanlar geriye dönük fanların veriminden daha düşüktür. Öne eğik kanatlı radyal fanların düşük debilerde kullanılması basma yüksekliklerinde düşme görülmesine sebep olabilir. Öne eğik kanatlı radyal fanlarda düşük debilerde basma yüksekliğinde düşme görülmesine rağmen bu fan türünde nispeten küçük ebatlarda ve aynı özelliklerde düşük devir sayısı ile sağlayabilmektedir [11].



Şekil 2.9. Öne eğik kanatlı radyal fanın hız vektörleri [10]

Tablo 2.1. Sirocco fanların genel boyutları [12]

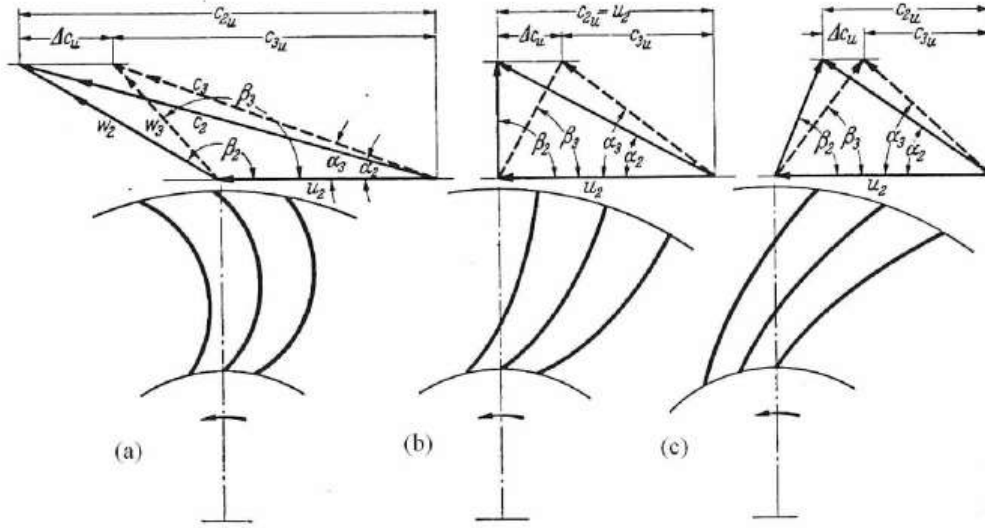
r_1/r_2	z	$b_1=b_2$
0,8 – 0,95	24-64	0,8 – 1,2

Tablo 2.2. Orijinal Sirocco fan boyutları [12]

D_1/D_2	b	β_1	β_2	z
0,875	$0,6 \cdot D_2$	64°	158°	54

Tablo 2.1. ve 2.2.'de öne eğik kanatlı radyal fanın genel boyutları gösterilmektedir. En büyük aralık Tablo 2.1'de görüldüğü üzere kanat sayısındadır.

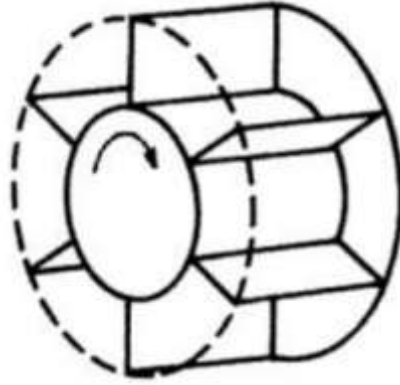
Şekil 2.10.'da öne eğik kanatlı radyal fanın diğer radyal fan türleri ile aynı özelliklere göre karşılaştırılması görülmektedir. Şekil 2.10.'da görüldüğü üzere geriye eğik kanatlı radyal fanın kanat boyu diğer radyal fan türlerine göre daha uzun olduğu görülürken; kanat boyu en kısa fanın öne eğik kanatlı radyal fan olduğu görülmektedir.



Şekil 2.10. a) Öne eğik kanatlı radyal fan (b) Radyal kanatlı radyal fan (c) Geriye eğik kanatlı radyal fan [12]

Radyal kanatlı radyal fan

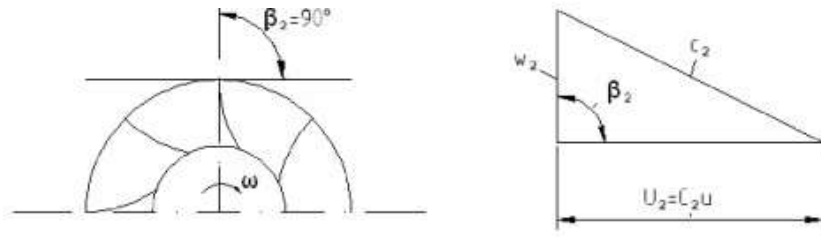
Radyal kanatlı radyal fanlar yüksek basınç ve düşük hava debisi bulunan ortamlarda kullanımı uygundur. Radyal kanatlı radyal fanın kanat yapısından dolayı yağlı havanın nakli, kendi kendini temizleme, parçacık ve talaş taşımaya uygundur [3].



Şekil 2.11. Radyal kanatlı radyal fan [10]

Radyal kanatlı radyal fanların kanat sayıları genellikle 6 – 10 arasındadır ve kanat dayanımı yüksektir. Verimi, diğer radyal fan tiplerine göre düşüktür. Şekil 2.12’de görüldüğü üzere radyal kanatlı radyal fanın β_2 derecesi 90° eşittir. Kanatlarını gövdesine göre düz yapıya sahip olmasından dolayı hava içerisinde talaş, kum, çapak vb. parçaların bulunması durumunda kullanılabilir. Düşük basınç ve yüksek debi

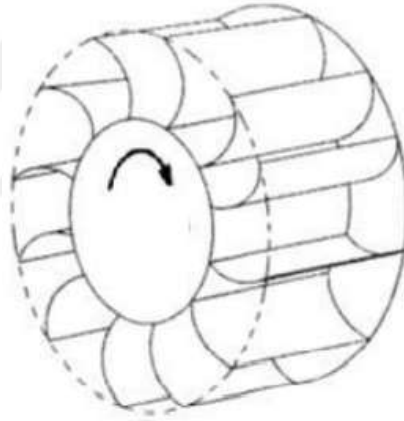
gerektiren uygulamalarda motor gücü sürekli arttığından bu durum motora zarar verir [3].



Şekil 2.12. Radyal kanatlı radyal fan ve hız üçgeni [13]

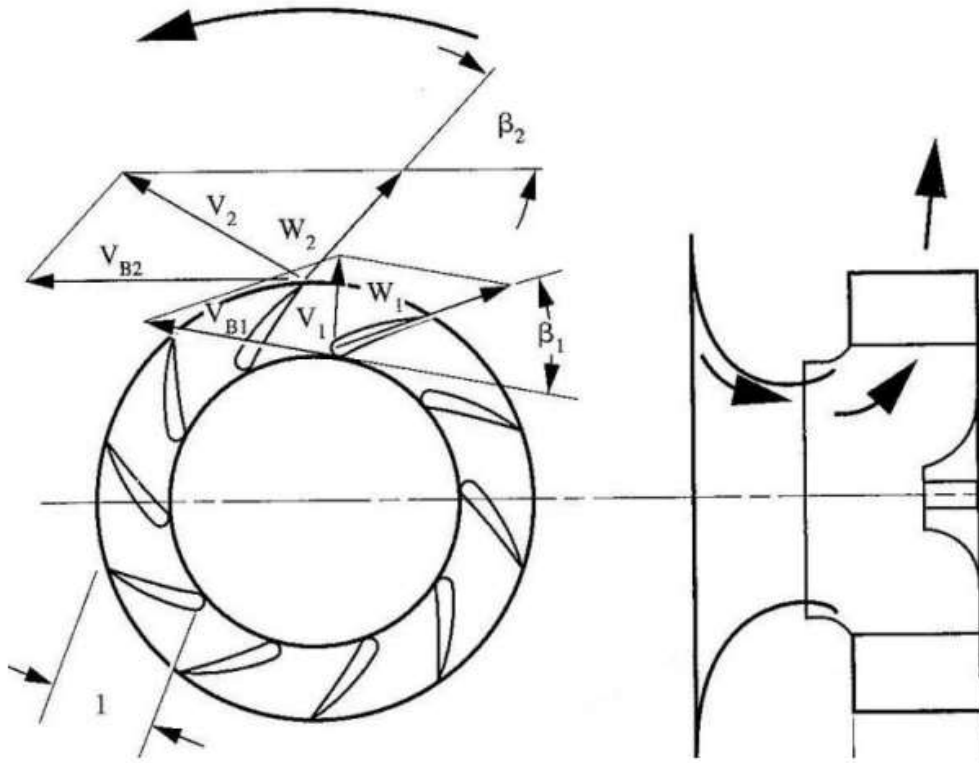
Geriye eğik kanatlı radyal fan

Şekil 2.13'te görüldüğü üzere kanat yapısı dönme yönüne ters eğilimlidir. Yüksek hava ve istikrarlı debisi istenen uygulamalarda tercih edilir. Hava debisinin yüksek olması daha yüksek hızlarda çalışma gereksinimi getirdiğinden dolayı gürültülü çalışmaktadır.



Şekil 2.13. Geriye eğik kanatlı radyal fan [10]

Radyal fan tipleri arasında en verimli fan türlerinden biridir. Maksimum verimde; maksimum güç ve statik basınç sağlar. Fan hızının arttırılmasıyla, diğer fanların aksine, daha yüksek basınç ve debi değerleri elde edilebilir.

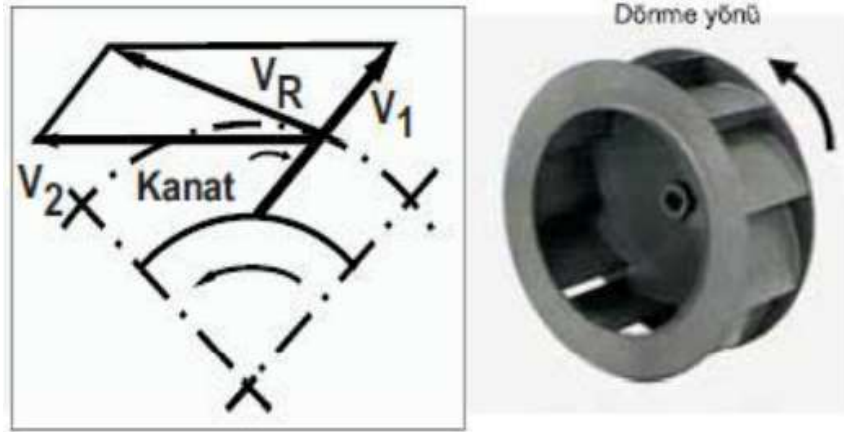


Şekil 2.14. Geriye eğik kanatlı radyal fan [3]

Geriye eğik kanatlı radyal fanın çıkış açısı şekil 2.14'te görüldüğü üzere 90° 'den küçüktür. Çıkış açısının 90° 'den küçük olması, şekil 2.13 ve 2.14'te görülen kanat yapısı ile dönme yönünün ters olmasını gerektirmektedir.

Uçak kanadı kesimli (airfoil) radyal fan

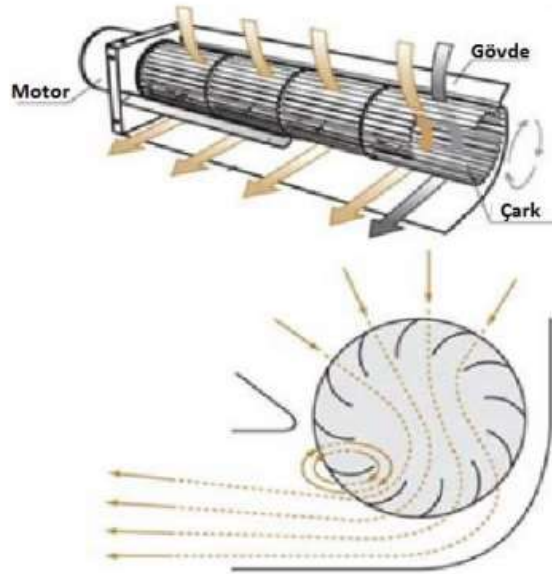
Airfoil fanların kanat yönü dönme yönüne göre terstir. Bu özelliğiyle geriye eğik kanatlı radyal fana benzemektedir. Kanat uçları uçak kanadına benzediğinden dolayı bu isimle de literatürde kullanılmaktadır. Radyal fan türlerine göre en verim fanlardandır. Diğer fanlara göre imalatı zor ve pahalı olduğundan özel olarak üretilmektedir [14].



Şekil 2.15. Uçak kanadı kesimli (airfoil) radyal fan [6]

2.3.1.3. Çapraz akışlı fan

Çapraz akışlı fanlar literatürde enine akan fanlar olarak da adlandırılmaktadır. Akış rotora girdikten sonra farklı bir konum üzerinden rotordan ayrılır. Çapraz akışlı fanların kullanım alanı, alandan tasarruf gerektiren yerlerdir. Yani kullanım alanın, yerden, kazanç sağlarlar.

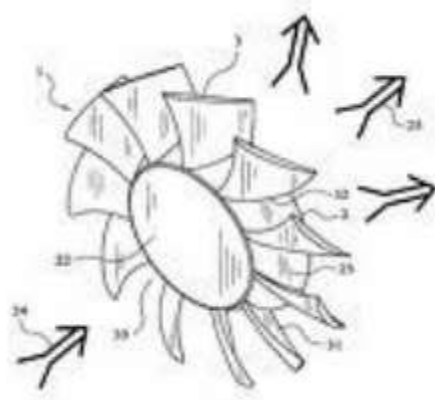


Şekil 2.16. Çapraz akışlı fan [7]

Çapraz akışlı fanlar otomobil araçlarının havalandırmalarında, klimalarda vb. yerlerde soğutma işlemi için kullanılmaktadır. Diğer radyal fanlara kıyasen daha gürültülü çalışmaktadırlar [1].

2.3.1.4. Karışık akışlı fan

Karışık akışlı fanların kullanımı alanları düşük ses seviyesinin ve yüksek verimin istendiği yerler içindir.



Şekil 2.17. Karışık akışlı fan [1]

Karışık akışlı fanların üstünlüğü düşük gürültülü olarak çalışmalarıdır. Aynı hava miktarı sağlamak için düşük hızda döndüklerinden dolayı ses seviyesi düşüktür [1].

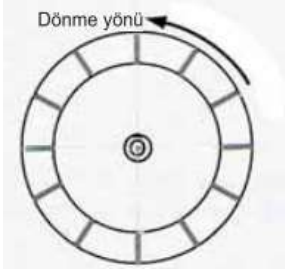
2.3.1.5. Radyal fanların kıyaslanması

Bu tez çalışmasında radyal fan türleri arasından seçim yapıldığı için Tablo 2.3'te radyal fan türlerinin Tablosu verilmiştir.

Tablo 2.3. Radyal fanların karşılaştırılması [1,4]

Özellikler		Grafik
Öne eğik kanatlı radyal fan	Düşük ve orta verimlerde kullanılır. Düşük devirde kullanılır. (800-1200 dev/dk) Kanatların yönü dönüş yönündedir.	

Radyal kanatlı radyal fan



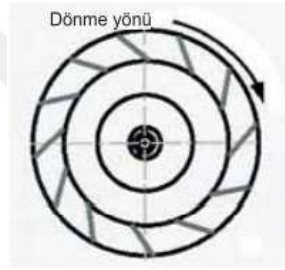
Yüksek hız ve basınçta kullanılır. (2000-3000 dev/dk)

Kirli akışlar için kullanımı uygundur.

Kanat yapısı merkezine göre düz olarak olacaktır.



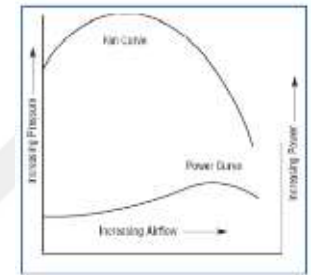
Geri eğik kanatlı radyal fan



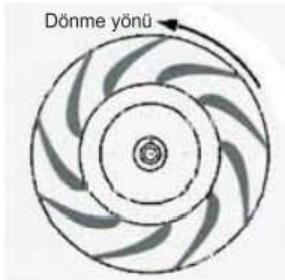
Yüksek hızda çalışır.

Orta basınçta en iyi verimle çalışır.

Kanatların yapısı dönme yönünün tersine göredir.



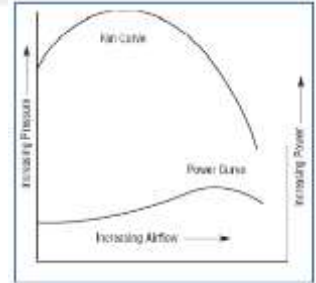
Uçak kanadı kesimli (airfoil) radyal fan



Yüksek debi ve basınçta en iyi verimle kullanılır.

İmalatı zor olduğundan en pahalı fan türüdür.

Yüksek debi ile çalıştığından yüksek hızla çalışır.



2.3.2. Havanın çekimine göre fanlar

Hava akışının çıkışına yerleştirilen hava akışını daha büyük hacimli bir yere ya da açık hava basıncına transfer eden karterli fanlardır.

2.3.2.1. Emme fanları

Sa Hava akışının çıkışına yerleştirilen hava akışını daha büyük hacimli bir yere ya da açık hava basıncına transfer eden karterli fanlardır.

2.3.2.2. Basma fanları

Hava akışının girişine yerleştirilen daha büyük hacimli bir yerden ya da atmosfer basıncından daha küçük hacimli bir yere transfer eden fanlara denir. Basma fanları hava akışını dışarıdan emerek bir şebekeye basmak için kullanılır.

2.3.2.3. Emme - basma fanları

Hava çevriminin herhangi bir konumuna yerleştirilen emme-basma fanları hem emme tarafında hem de basma tarafında bir kanal bulunur. Bu kanallar vasıtasıyla hem emme hem basma fan görevlerini yaparlar. İklimlendirme tesislerinde yaygın olarak kullanılır.

2.3.3. Fanın içerisinde oluşan bağıl basınç artışına göre fanlar

Fanların kullanılma sebeplerinden birisi de basınç farkı oluşturmaktadır. Fanlar oluşturdıkları basınç farkına göre de sınıflandırılmıştır. Fanların hareketi sonucu oluşan basınç farkına fan basıncı veya fan yükü olarak adlandırılmıştır [15].

2.3.3.1. Düşük basınçlı fanları

Maksimum hız ile optimum verimle çalıştığı zaman 600 J/kg' den düşük miktarda iş oluşturan fanlardır [15].

2.3.3.2. Orta basınçlı fanları

Maksimum hız ile optimum verimle çalıştığı durumda 600-3000 J/kg arasında kütle iş oluşturabilir [15].

2.3.3.3. Yüksek basınçlı fanları

Maksimum hız ile optimum verimle çalıştığı zaman 3000 J/kg' den daha fazla, 3660 P'den daha büyük ve yaklaşık 370 mm Su'dan yüksek değerlerde kütle iş oluşturabilir [15].

2.4. Fan Kanunları

Fan kanunları, fan gücü ile rotor devirleri oranları, statik basınç ve debi arasındaki benzerliklerin kanunlarıdır. Temel olarak üç ana kanun vardır. Aşağıda fan kanunları ifade edilmiştir:

- Fan gücü ile fan devrinin küpü, doğru orantılıdır.
- Basınç ile fan devir sayısının karesi, doğru orantılıdır.
- Akış debisi ile fan devri, doğru orantılıdır.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (2.1)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^2 \quad (2.2)$$

$$\frac{H_{p1}}{H_{p2}} = \left[\frac{N_1}{N_2} \right]^3 \quad (2.3)$$

N: Fan devri (dev/dak)

Q: Hava debisi (m³/sn)

H_p: Fan gücü (W)

2.5. Fanlarda Oluşan Kayıplar

Fan içerisinde bulunan akışın üç boyutlu olması hasebiyle akışta belirsizlikler meydana gelmektedir. Rotor üzerinde bulunan kanatların iki yüzü arasındaki basınç farkı, sınır tabaka ayrımlarına yol açmaktadır. Sınır tabaka ayrışmaları tek bir yüzde olabildiği gibi iki farkı yüzde de meydana gelebilmektedir ve bu ayrışmalar beraber hareket edip, birleşebilmektedirler. Bu durum akış hareketi boyunca fan içerisinde basınç kaybına yol açtığından fan verimini düşürmektedir. Fanlar çalışırken oluşan kayıplar farklı başlıklar altında incelenmiştir [16].

1. Sürtünme kayıpları
2. Difüzör etkisi
3. Eddy kaybı
4. Şok kayıpları

2.5.1. Sürtünme kayıpları

Hareket eden rotor kanatları üstünden havanın geçmesiyle viskoz sürüklenmenin oluşmasına sürtünme kaybı denir. Kanatların her iki yüzeyinde de sürtünme kaybı oluşmaktadır [17].

2.5.2. Difüzör kayıpları

Radyal fanın kanatları içesinde bulunan havanın ilerlemesi, kanatlar arasındaki mesafenin genişlemesine sebep olur. Kanatlar birbiri arasındaki uzaklığı kanat çıkışına doğru genişlemesi akışkanın enerji kaybına neden olmaktadır [16].

2.5.3. Eddy kayıpları

Kanatların ön tarafındaki basıncın, kanatların arka tarafından basınçtan yüksek olmasıyla mekanik enerji elde edilebilir. Bu sebeple, kanatların arka tarafındaki hava hızı ön taraftaki hız değeriine göre daha yüksek olmaktadır. Kanat yüzlerindeki hız farklılığından dolayı hız alanında buluna iki kanat arasında benzer akış oluşmamaktadır. Kanatların arasındaki benzer akış oluşmadığından dolayı akış kaybı oluşmaktadır ve bu kaybı Eddy kaybı denilmektedir [18].

2.5.4. Şok kayıpları

Ani basınç değışimi, ses üstü ve ses altı akış bölgelerinin bir arada olduğu durumlarda akışın ara yüzeyinde oluşmaktadır. Ani basınç değışimlerinin olması sınır tabakası oluşmasına ve kayıplara yol açmaktadır. Ses hızının 0,3 katı değeriinin altında şok kayıplara meydana gelmez [18].

3. RADYAL FANIN ANALİTİK MODELİ

Fanların ilk işleve alma maliyeti nispi olarak düşük olmasına karşın ilk yatırım maliyetinin yüzlerce katı enerji tüketebilir [3]. Bu durumun temel sebebi fanlar üzerindeki gelişmelerin devam etmesinden kaynaklanmaktadır. Fanlar üzerinde gelişmeleri sağlayan en temel faktörlerden birisi fanların teorik olarak incelenmesidir. Bu tez çalışmasında radyal bir fan türü üzerinde çalışma yapıldığından teorik olarak da radyal fan türleri incelenmiştir.

3.1. Radyal Fanın Teorik Hesaplama Yöntemleri

Bir veya daha fazla kanadı bulunan dinamik hareket vasıtasıyla bir akış ile enerji elde eden veya enerji ile hareket eden makinelere turbomakine denir [19]. Radyal fanlarda bir turbomakine olduğundan dolayı teorik hesaplamalarda Euler turbomakine denklemleri kullanılmıştır.

3.1.1. Euler denklemleri

Teorik olarak fanları turbomakine olarak kabul ettiğimizden dolayı Euler turbomakine denklemlerini kullanılmaktadır. Bazı kabuller yapılmasıyla Euler turbomakine denklemleri kullanılabilir. Bu kabuller:

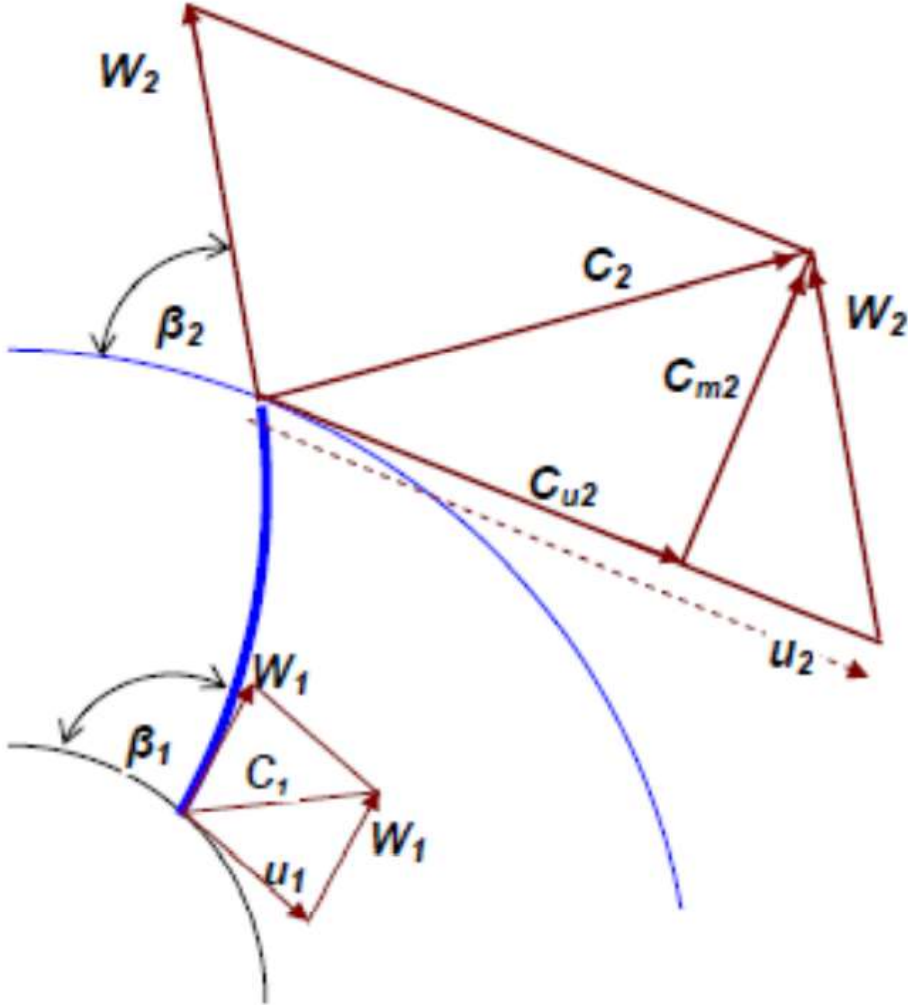
1. Kanat sayısının sonsuz sayıda olduğu kabulü
2. Sonsuz küçüklükte kanat kalınlığı olduğu kabulü yapılması gerektiğidir [20].

Fanın kanat giriş açısı ve kanat çıkış açısı ve hız vektörleri Şekil 3.1.'de gösterilmektedir. 1754'te L. Euler kanatların hız vektörlerini kullanılarak kanatlardan akışa aktarılan moment denklemini geliştirmiştir. Bu denklem turbomakinelerin temel bir boyutlu denklemidir [21]. Denklem 3.1'in düzenlenmesiyle moment denklemi denklem 3.2 elde edilir. Güç hesabı denklem 3.3 ile hesaplanır.

$$M_k = \dot{m}(C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.1)$$

$$M_k = \rho Q (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (3.2)$$

$$P = M_k \omega = \rho Q \omega (C_{u2} r_2 - C_{u1} r_1) \quad (3.3)$$



Şekil 3.1. Radyal fan hız vektörleri [10]

Radyal fanın kanat girişindeki çevresel hız denklemi ve çıkışındaki çevresel hız denklemi denklem 3.4'te gösterilmiştir. Denklem 3.3'te bu eşitlikler yerine konulmasıyla denklem 3.5 elde edilir.

$$u_1 = \omega r_1 \quad , \quad u_2 = \omega r_2 \quad (3.4)$$

$$P = \rho Q (C_{u2} u_2 - C_{u1} u_1) \quad (3.5)$$

Teorik basma yüksekliği sürtünme kayıplarının ve şok kayıplarının ihmal edilmesiyle denklem 3.6'da gösterildiği gibi elde edilir.

$$gH_{th\infty} = \rho(C_{u_2}u_2 - C_{u_1}u_1) \quad (3.6)$$

Fanın radyal olması kabul edilmesiyle kanat girişindeki dik giriş, C_{u_1} değeri ihmal edilir ve denklem 3.7'e ulaşılır.

$$gH_{th\infty} = \rho(C_{u_2}u_2) \quad (3.7)$$

Giriş ve çıkış üçgenleri denklemi düzenlenmesiyle sırasıyla aşağıdaki denklemler edilir. Denklem 3.13 en son bulunan denklemin, denklem 3.12 ve denklem 3.6'da eşitlenmesiyle elde edilir.

$$W_2^2 = C_{m_2}^2 + (u_2 - C_{u_2})^2 \quad (3.8)$$

$$W_2^2 = C_{m_2}^2 + u_2^2 - 2u_2C_{u_2} + C_{u_2}^2 \quad (3.9)$$

$$2u_2C_{u_2} = u_2^2 - W_2^2 + (C_{m_2}^2 + C_{u_2}^2) \quad (3.10)$$

$$2u_2C_{u_2} = u_2^2 - W_2^2 + C_2^2 \quad (3.11)$$

$$2u_1C_{u_1} = u_1^2 - W_1^2 + C_1^2 \quad (3.12)$$

$$gH_{th\infty} = \rho \left[\left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) - \left(\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) + \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) \right] \quad (3.13)$$

Denklem 3.14'te kanat çıkış hız üçgeni olan β_2 açısı elde edilir. Denklem 3.14'ten C_{u_2} 'nin çekilmesiyle denklem 3.15 ve denklem 3.16 elde edilir.

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m_2}}{u_2 - C_{u_2}} \quad (3.14)$$

$$C_{u_2} = u_2 - \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2} \quad (3.15)$$

$$gH_{th\infty} = \rho(c_{u_2}u_2) = \rho u_2 \left(u_2 - \frac{C_{m_2}}{\tan \beta_2} \right) \quad (3.16)$$

Teorik basma yüksekliği, fan kanat çıkışındaki denklem elde edilmesiyle ve denklemlerin düzenlenmesiyle denklem 3.18 ve denklem 3.19'daki gibi elde edilir.

$$C_{m_2} = \frac{Q}{A_2} \quad (3.17)$$

$$gH_{th\infty} = \rho u_2^2 - \frac{\rho u_2}{\tan \beta_2} \frac{Q}{A_2} \quad (3.18)$$

$$gH_{th\infty} = A - BQ \quad (3.19)$$

$$A = \rho u_2^2 ; B = \frac{\rho u_2}{\tan \beta_2 A_2} \quad (3.20)$$

$$\beta_2 = 90^\circ \text{ için } \tan \beta_2 = \infty ; gH_{th\infty} = A = \text{sabit} \quad (3.21)$$

$$\beta_2 < 90^\circ \text{ için } \tan \beta_2 > 0 ; gH_{th\infty} = A - BQ \quad (3.22)$$

$$\beta_2 > 90^\circ \text{ için } \tan \beta_2 < 0 ; gH_{th\infty} = A + BQ \quad (3.23)$$

Teorik olarak yapılan hesaplamalar sonucunda

- debi artmasıyla teorik basınç eğrilerinin lineer olarak arttığı fanların öne eğik kanatlı radyal fanlar olduğu
- debisi arttıkça teorik basınç eğrilerinin lineer olarak azaldığı fanların geriye eğik kanatlı radyal fanlar olduğu
- debi arttıkça teorik basınç eğrilerinin sabit kalan fanların radyal kanatlı radyal fanlar olduğu görülmüştür [22].

Bununla birlikte teorik güç tüketiminde,

- öne eğik kanatlı radyal fanlarda debinin artmasıyla ile parabolik artış,
- radyal kanatlı radyal fanlarda lineer artış
- geriye eğik kanatlı radyal fanlarda ise parabolik azalma görülmüştür [22].

Teorik güç debi eğrisi denklem 3.24'ten yararlanarak elde edilebilir. Farklı kanat çıkış açılarında teorik olarak güç denklemleri aşağıdaki gibidir.

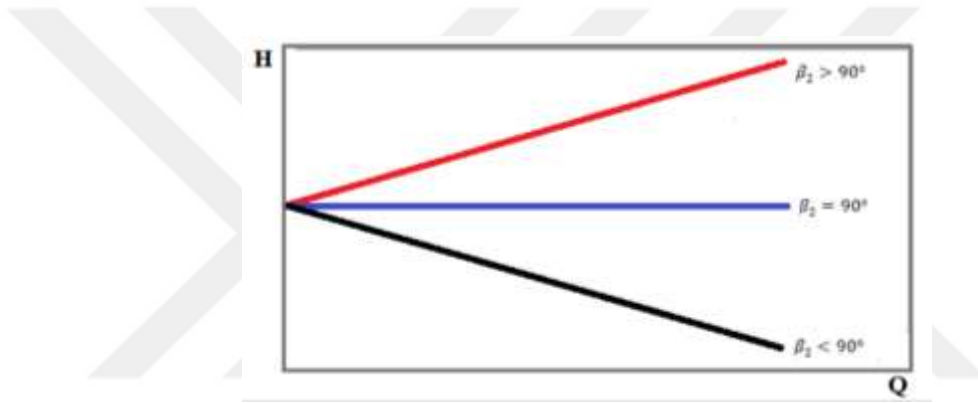
$$P = gH_{th} \propto Q = AQ - BQ^2 \quad (3.24)$$

$$\beta_2 = 90^\circ \text{ için } B = 0 \quad P = AQ \text{ sabit} \quad (3.25)$$

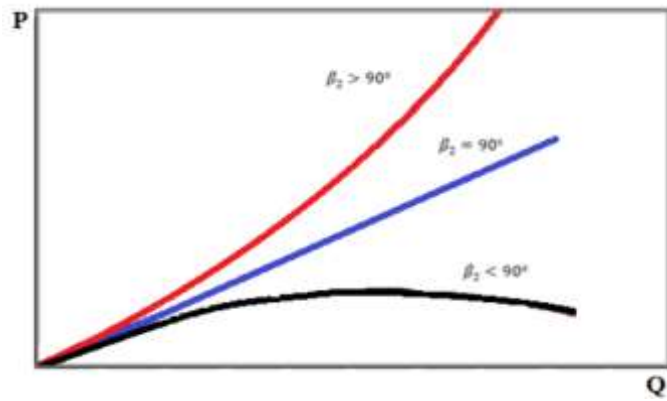
$$\beta_2 < 90^\circ \text{ için } B > 0 \quad P = AQ - BQ^2 \quad (3.26)$$

$$\beta_2 > 90^\circ \text{ için } B < 0 \quad P = AQ + BQ^2 \quad (3.27)$$

Farklı β_2 durumları için elde edilen teorik denklemlerin eğrileri Şekil 3.2. ve 3.3.'te verilmiştir.

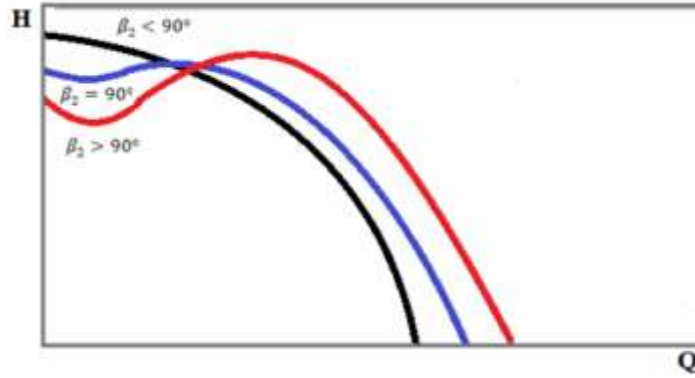


Şekil 3.2. Radyal fanların teorik basma yüksekliği – debi grafiği [10]



Şekil 3.3. Radyal fanların teorik güç – debi grafiği [10]

Fanlar oluşan kayıpların gerçek eğrileri ile teorik eğrileri arasında farklılıklar ihtiva etmektedir. Fanlarda oluşan kayıpların basma yüksekliği, güç ve debide hesaba katılmasıyla oluşan durum şekil 3.4’te verilmiştir.



Şekil 3.4. Radyal fanların gerçek basma yüksekliği – debi grafiği [10]

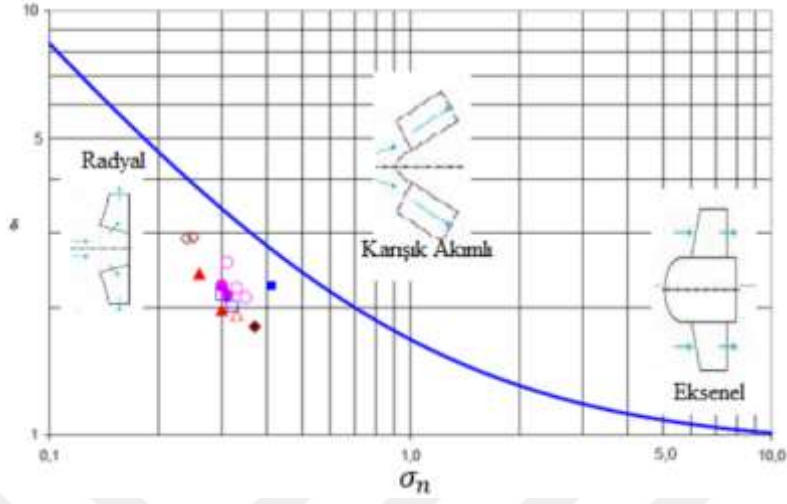
Şekil 3.4.’te görüldüğü üzere β_2 değerinin 90° ‘den büyük olması durumunda fanlar için düşük debide basma yüksekliğinin biraz azaldığı debinin artmasıyla arttığı daha sonra debinin artmasıyla basma yüksekliğinin azaldığı görülmektedir. Gerçek güç ve debi eğrilerin de β_2 açısının üç durumunda da artan debiyle güç tüketimi de artmaktadır.

3.1.2. Cordier denklemleri

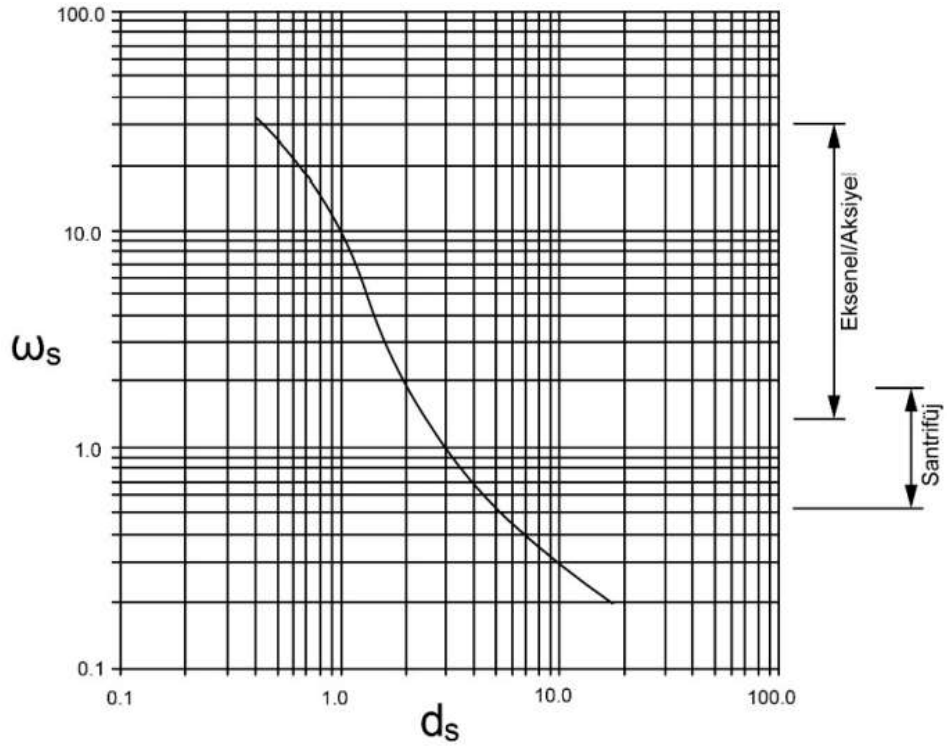
Tubomakinalarda boyutsuz hız (σ) ve boyutsuz çap (δ) değerleri yüksek verimli makinelerin tasarımlarında kullanılmaktadır. Pompa, fan ve kompresör tasarımında Cordier diyagramında bulunan boyutsuz çap ve hız değerleri kullanılmaktadır [23]. Cordier diyagramı şekil 3.5 ve 3.7’de gösterilmektedir. Çeşitli şekillerle gösterilen kısımlar yüksek verime sahip fan türlerini göstermektedir. Şekil 3.5.ve 3.7’de gösterilen Cordier diyagramı dev/sn ile gösterilirken, şekil 3.6’da bulunan Cordier diyagramı rad/sn ile gösterilmiştir.

$$\sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{4}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad (3.28)$$

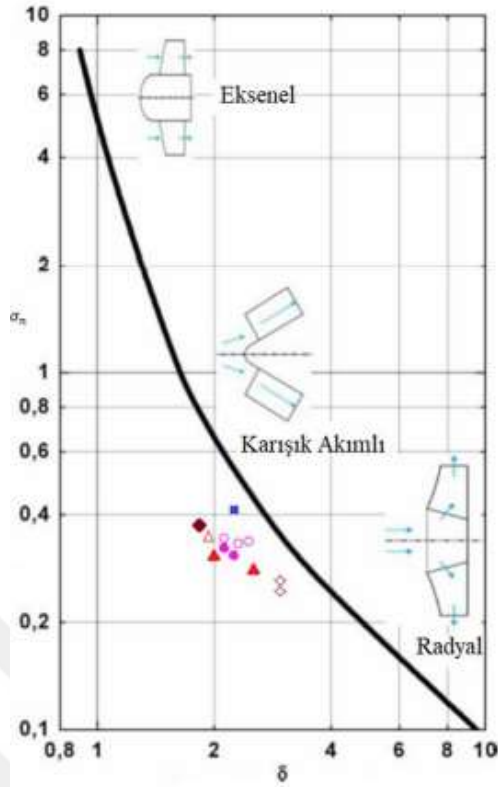
$$\delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} \quad (3.29)$$



Şekil 3.5. Fan türlerine göre Codier diyagramı [14]



Şekil 3.6. Fan ve kompresörler için Cordier diyagramı [24]



Şekil 3.7. Fan türlerine göre Cordier diyagramı (dev/sn)

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{(\pi^2 D^3 n) / 4} \quad (3.30)$$

$$\psi = \frac{2\Delta P}{\pi^2 \rho D^2 n^2} \quad (3.31)$$

Akış sayısı (denklem 3.30) ve basınç sayısı (denklem 3.31), düzenlendiği vakit boyutsuz hız ve boyutsuz çap denklemleri elde edilir. Cordier diyagramı dev/sn ve rad/sn olarak iki farklı diyagramı bulunduğu için iki farklı boyutsuz hız denklemi elde edilir.

$$\sigma_n = 2^{0,25} * \sqrt{\pi} * \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.32)$$

$$\sigma_w = 2^{0,25} * \sqrt{\pi} * \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.33)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\pi}}{2^{0,75}} * D * \frac{(gH)^{0,25}}{\sqrt{Q}} \quad (3.34)$$

Tablo 3.1. Fan tiplerine göre Cordier diyagramı [24]

Fan Tipi	Fan Türü	Debi Katsayısı (φ)	Basınç Katsayısı (ψ)	Kullanım Alanı
Eksenel Fanlar	Duvar tipi fan	0,1-0,25	0,05-0,1	Düşük basınçta
	Kılavuz kanatsız	0,15-0,3	0,15-0,3	Düşük basınçta
	Kılavuz kanatlı	0,3-0,6	0,3-0,6	Yüksek basınçta
	Karşıt dönüşlü	0,2-0,8	1,0-3,0	En yüksek basınçlarda
Radyal Fanlar	Geriye eğik kanatlı	0,2-0,4	0,6-1,0	Yüksek basınç, yüksek verimli çalışma için
	Radyal kanatlı	0,3-0,6	1,0-2,0	Yüksek basınçlarda ve düşük debilerde
	Öne eğik kanatlı	0,4-1,0	2,0-3,0	Düşük basınçlarda ve yüksek debilerde, düşük verimli

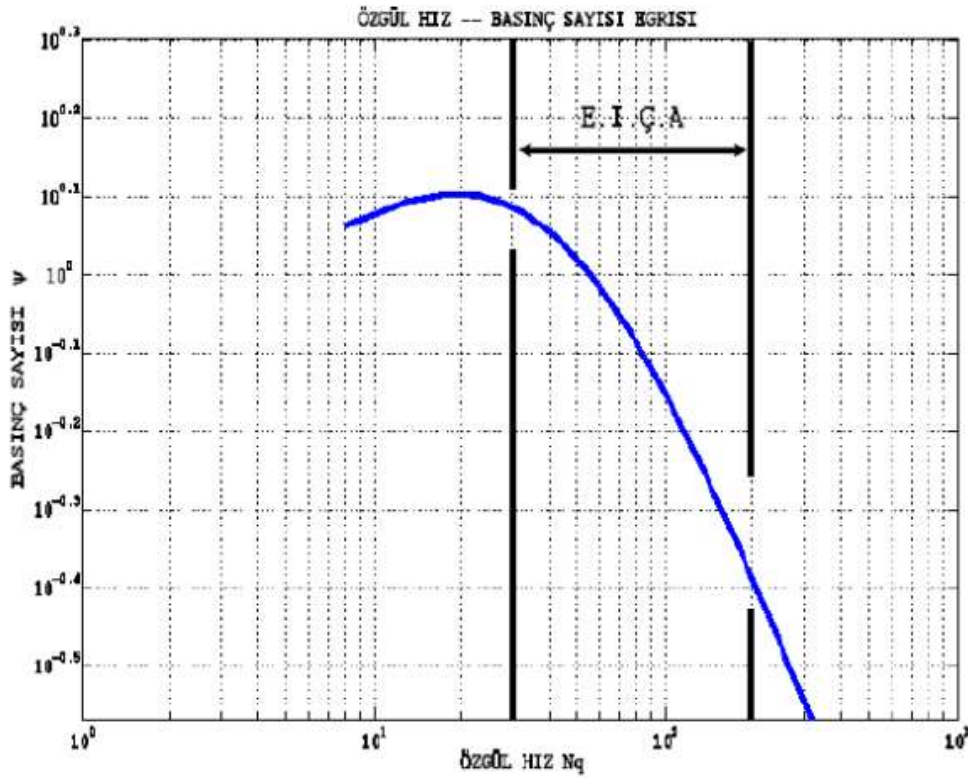
3.2. Rotor Parametreleri

Turbomakine tasarımı yapılırken Euler denklemleri ve Cordier diyagramları kullanılabilirken aynı zamanda tasarımı yapılan turbomakinanın elde olan verileriyle de tasarım yapılabilir. Bu şekilde yapılan tasarım esasta Euler turbomakine denklemlerine dayanır ve Pfleiderer tarafından tavsiye edilen yöntem aşağıda bulunan değişkenleri kullanarak hesaplamalar yapmaktır [25].

Tasarıma başlarken kullanılan fan türünün belirlenmesi ilk adımdır. Denklem 3.35'te gösterilen özgül hız denklemi ve denklem 3.36'da gösterilen boyutsuz basınç katsayısı denklemi ile değerler hesaplandıktan sonra Şekil 3.8. yardımıyla fan türü belirlenir.

$$\eta_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.35)$$

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (3.36)$$



Şekil 3.8. Fanların özgül hız ve basınç katsayısı ile olan ilişkisi [10]

3.2.1. Kanat iç çapı

Rotor iç çapı, toplam debi (Q_T) ve Pfeleiderer akış sayısı (ϵ) yardımıyla hesaplanan C_s değerleriyle hesaplanır.

Toplam debi, kaçak debi ile debinin toplamıdır. Rotora giren akış debisi ile fanın çıkışındaki akış debisi aynı miktarda olmadığından kaçak debi oluşmaktadır [10]. Kaçak debi denklem 3.39'da gösterilen denklem yardımıyla hesaplanmaktadır.

Volümetrik verim (η_v) 0,95 olarak alınmaktadır. Denklem 3.38 yardımıyla kaçak debi hesaplanır.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_T} \quad (3.37)$$

$$Q_T = Q + q \quad (3.38)$$

Pfleiderer akış sayısı denklem 3.39 yardımıyla hesaplanır. Hesaplanan Pfleiderer akış sayısı yardımıyla C_s değeri hesaplanır.

$$\varepsilon = 0,55 \left(\frac{\eta_q}{100} \right)^{1/3} \quad (3.39)$$

$$C_s = \varepsilon \sqrt{2gH} \quad (3.40)$$

Toplam debi ve Pfleiderer akış sayısının korelasyonu sonucu elden edilen veriler ile denklem 3.41 kullanılarak D_s değeri hesaplanır. D_s ve D_1 çapları eşit olarak kabul edilmiştir.

$$Q_T = \frac{\pi D_s^2}{4} C_s \quad (3.41)$$

3.2.2. Kanat dış çapı

Tasarımı yapılacak fanın basma yüksekliği (H), debisi (Q) ve sistem verimi (n) istenen şartlar olduğu için bilinmektedir. Elde olan H , Q ve n verileriyle denklem 3.35 kullanılarak η_q değeri hesaplanır. Bulunan η_q değeri ve Şekil 3.8. yardımıyla boyutsuz basınç katsayısı bulunur. Bulunan boyutsuz basınç katsayısı ile denklem 3.36 yardımıyla U_2 hesaplanır. Denklem 3.42 kullanarak D_2 için denklem 3.43 ifadesi bulunur. Denklem 3.43 kullanılarak D_2 değeri bulunur. Buradaki D_2 değeri ileride yapılan işlemler sonucunda değişecektir.

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (3.42)$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{n\pi} \quad (3.43)$$

3.2.3. Kanat kalınlığı

Kanat kalınlığı ortalama meridyen hızı (C_{m_0}) ile denklem 3.44 yardımıyla hesaplanır.

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi D_1 C_{m_0}} \quad (3.44)$$

3.2.4. Kanat yarıçapı

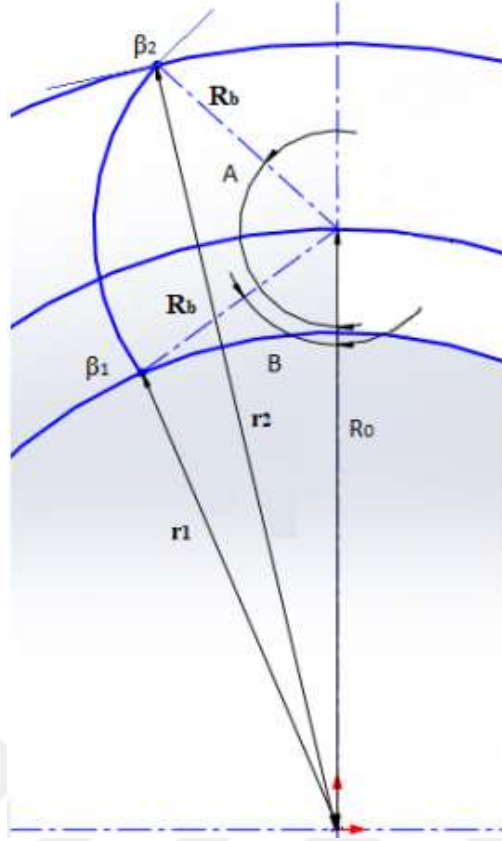
Üretiminin kolay olması ve düşük maliyetli olmasıyla dairesel kanat yapısı yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.9'da kanat çiziminde kullanılan parametreler gösterilmektedir. Aşağıdaki denklemler kosinüs teorimi denklemi yardımıyla düzenlenmesiyle kanat yarıçapı (R_b) elde edilir.

$$R_0^2 = R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2) \quad (3.45)$$

$$R_0^2 = R_b^2 + r_1^2 - 2R_b r_1 \cos(180 - \beta_1) \quad (3.46)$$

$$R_b = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2[r_2 \cos(180 - \beta_2) - r_1 \cos(180 - \beta_1)]} \quad (3.47)$$

$$R_0 = \sqrt{R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2)} \quad (3.48)$$



Şekil 3.9. Kanat çiziminde kullanılan parametreler [10]

3.2.5. Kanat giriş açısı

Kanat giriş açısının hesaplanabilmesi için ortalama meridyen hızı (C_{m_0}) ve U_1 değerleri hesaplanmalıdır.

Giriş çevresel hızı U_1 , daha önceden bulunan D_1 , D_2 ve U_2 değerleri ile denklem 3.49 yardımıyla hesaplanır.

$$U_1 = \frac{D_1 U_2}{D_2} \quad (3.49)$$

Ortalama meridyen hızı (C_{m_0}) ve emme hızı (C_s) denklem 3.50 yardımıyla hesaplanır.

$$\frac{C_{m_0}}{C_s} = m = 0,5 \left(\frac{100}{\eta_q} \right)^{1/6} \quad (3.50)$$

Öne eğik kanatlı radyal fanlarda ortalama meridyen hızı ve giriş çevresel hızı bulunmasıyla kanat giriş açısı için denklem 3.51 yardımıyla bulunur.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{m_1}}{U_1} = \frac{C_{m_0}}{\xi_1 U_1} = \frac{m C_s}{\xi_1 U_1} \quad (3.51)$$

Tahmini değer girilerek başlanan daralma faktörü (ξ_1) iterasyon işlemi yapılmasıyla gerçek değerine ulaşılır.

3.2.6. Kanat çıkış açısı

Kanat çıkış açısının hesaplanması için kanat sayısı (z) hesaplanmalıdır. Denklem 3.52 yardımıyla kanat sayısı hesaplanır. Kanat sayısının bulunmasıyla denklem 3.53 kullanılarak kanat çıkış açısı (β_2) bulunur.

$$z = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \frac{1 + \frac{D_1}{D_2}}{1 - \frac{D_1}{D_2}} \quad (3.52)$$

$$\beta_2 = 180^\circ - \sin^{-1} \left[\frac{z}{8,5} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) \right] \quad (3.53)$$

3.3. Salyangoz Parametreleri

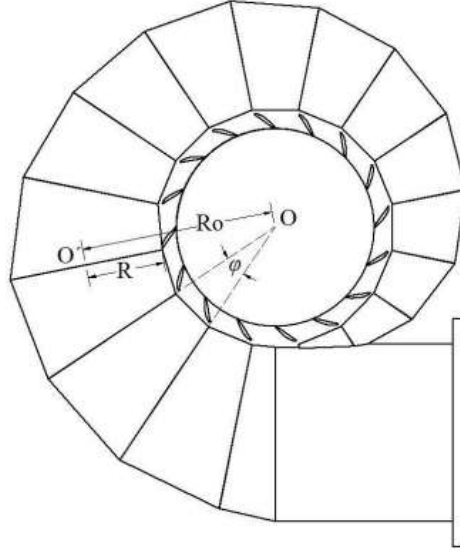
Salyangoz akışı sağlayan sarmal yapıdır. Salyangoz aşağıda verilen kriterleri sağlamalıdır [26]:

- Kanatların her yerinde aynı ve düzgün bir şekilde akış sağlamalıdır.
- Salyangoz içinde kanat girişlerinde minimum hidrolik kayıp oluşturmamalıdır.
- Salyangoz şekli be büyüklüğü tasarıma uygun olmalıdır.

3.3.1. Virol açısı

Salyangozun tasarımının temel koşullarından biri kanatlara ve ayar kanatlarına çevresel olarak düzgün bir akış sağlamasıdır. Şekil 3.10.'da görülen salyangoz geometrisi virol adı verilen virol parçalarından oluşmaktadır. Bir salyangoz 340 – 350° toplam açısına sahiptir [27]. Her bir virole giren debi ($Q_{sp,in}$) denklem 3.54'te gösterilmiştir.

$$Q_{sp,in} = Q_d \frac{\varphi}{360} \quad (3.54)$$



Şekil 3.10. Salyangoz sarmal yapısı [27]

Salyangoz tasarım hipotezine göre salyangoz virollerinin ölçüleri ayar kanatları girişinde akış yönüne bağlı olarak belirlenir [26]. Bu hipotezde virol yarıçapı r 'ye bağlı hiperbolik düşünülmüştür.

$$v_u = K / r \quad (3.55)$$

Denklem 3.55'te K sabit bir sayı olmak üzere; v_u , r 'nin fonksiyonu olarak çevresel hızıdır. Denklem 3.54'te verilen $Q_{sp,in}$; K faktörü, kalınlık b ve merkeze uzaklık r cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$Q_{sp,in} = Q_d \frac{\varphi}{360} = \int_{R_{st,out}}^R v_u(r) b(r) dr = K \int_{R_{st,out}}^R (b(r)/r) dr \quad (3.56)$$

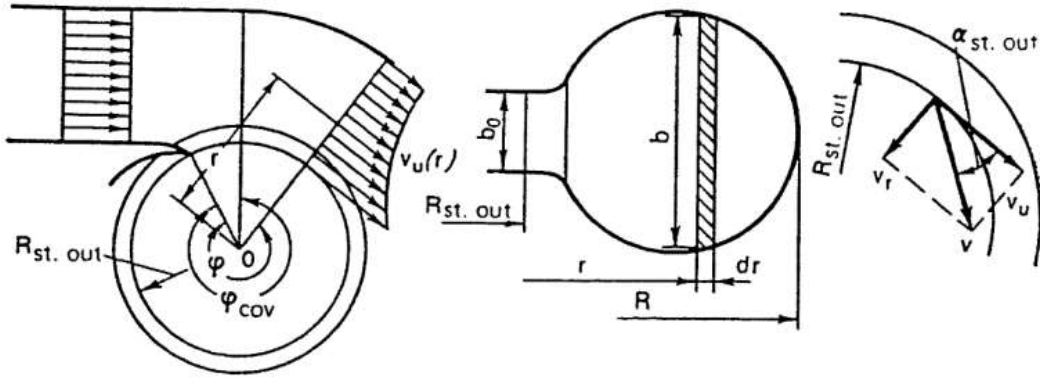
K faktörü hesaplaması denklem 3.57'de gösterilmiştir.

$$K = \frac{Q_d \frac{\varphi}{360}}{\int_{R_{st,out}}^R \frac{b(r)}{r}} \quad (3.57)$$

3.3.2. Dil konumu açısı

Giriş açısına göre salyangoz hesabında kullanılan yöntem şekil 3.11’de görülmektedir.

Denklem 3.58 yardımıyla giriş açısına göre hesaplanır.



Şekil 3.11. Giriş açısına göre salyangoz hesabı [26]

$$\tan \alpha_{st,out} = \frac{v_r}{v_u} = \frac{Q R_{st,out}}{\pi D_{st,out} b_0 K} = \int_{R_{st,out}}^R \left(\frac{b(r)}{r} \right) dr / \left(2\pi b_0 \frac{\varphi}{360} \right) \quad (3.58)$$

3.3.3. Dil yarıçapı

Şekil 3.12’te görülen kanat dili yarıçapı olan r_z , denklem 3.59’da gösterildiği üzere bu boyutlardaki fanlara uygun bir değer alınarak hesaplanır.

$$\ln \frac{r_a}{r_z} = \frac{Q_T}{2\pi BC} \theta \quad (3.59)$$

3.3.4. Salyangoz kalınlığı

Salyangoz tasarımı yapılırken hesaplamalarda kullanılan salyangoz genişliği ve C değeri aşağıdaki denklemlerde gösterilmiştir. Fan meridyen hızı C_{m_3} , fan çıkış hızı

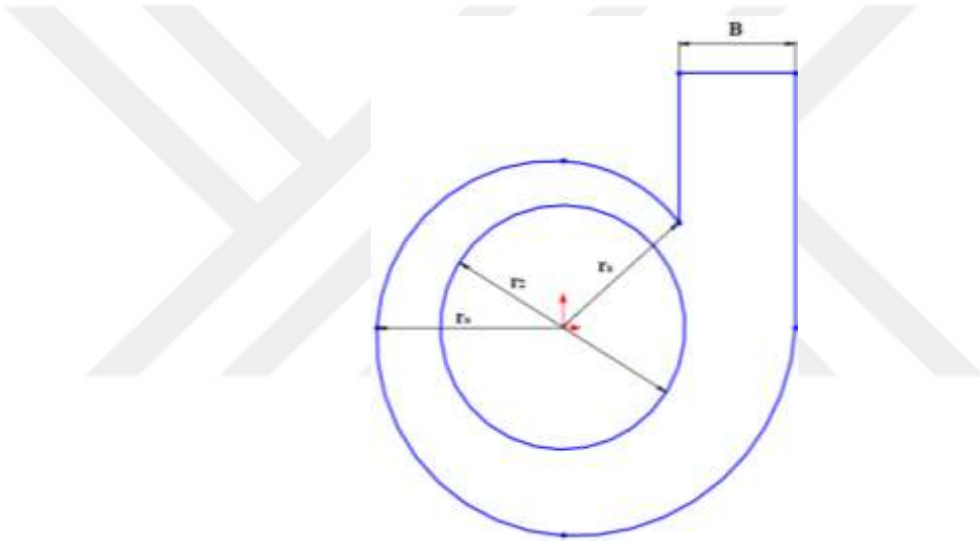
bileşenlerinde biri olan C_{m_2} 'ye eşit alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Denklem 3.62'de fan çıkışındaki akış hızının eksenel bileşenleri hesaplanır.

$$B = \frac{\pi r_2 C_{m_3}}{2 r_z C_{u_3}} b_2 \eta_v + \sqrt{\left(\frac{\pi r_2 C_{m_3}}{2 r_z C_{u_3}} b_2 \eta_v \right)^2 + 2 \pi r_2 \frac{C_{m_3}}{C_{u_3}} b_2 \eta_v} \quad (3.60)$$

$$r_z = r_2 + 5 \text{ mm} \quad (3.61)$$

$$C_{u_3} = \mu \frac{g H_{th, \infty}}{U_2} \quad (3.62)$$

$$C = r_2 C_{u_3} \quad (3.63)$$



Şekil 3.12. Salyangoz kalınlığı

3.4. Fan Hesaplamaları

Euler denklemlerine göre emiş sistemde kullanılmak üzere tasarımı yapılan fan için hesaplamalar aşağıdaki gibi yapılmıştır. Fan tasarımının yapılması için gerekli isterler Tablo 5.2'de verilmiştir. Bu isterler fanın giriş ve çıkış çapı, debi miktarı ve fan kanat kalınlığıdır. Düzeltme faktörleri Pfleiderer göre alınmıştır. Emiş sistemi içerisinde iki adet fan seri bağlantı durumunda bulunduğu için hesaplamalarda debinin yarısını alınarak işlem yapılmıştır.

Tablo 3.2. Tasarıma başlanması için gerekli olan isterler

D ₁	D ₂	Q	b ₁ =b ₂	n
119 mm	44 mm	186 m ³ /h	1.2 mm	20000 rpm

$$C_{1m} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1} k_1 \quad (3.64)$$

$$C_{1m} = \frac{\left(\frac{186}{3600}\right)/2}{\pi(44/1000)(1.2/1000)} 0.8 = 125,39 \text{ m/s}$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad (3.65)$$

$$u_1 = \frac{\pi(44/1000)20000}{60} = 46,08 \text{ m/s}$$

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2} k_2 \quad (3.66)$$

$$C_{2m} = \frac{\left(\frac{186}{3600}\right)/2}{\pi(119/1000)(1.2/1000)} 1.05 = 60,85 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (3.67)$$

$$u_2 = \frac{\pi(119/1000)20000}{60} = 124,61 \text{ m/s}$$

Denklem 3.64 fan girişindeki mutlak hız denklemini gösterirken, denklem 3.66 fan çıkışındaki mutlak hız denklemini göstermektedir. Denklem sonuçlarına fanın girişindeki mutlak hız 125,39 m/s bulunurken, fanın çıkışındaki mutlak hız 60,85 m/s olarak bulunmuştur.

Denklem 3.65 fan girişindeki çevresel hız denklemini gösterirken, denklem 3.67 fan çıkışındaki mutlak hız denklemini göstermektedir. Denklem sonuçlarına fanın

girişindeki mutlak hız 46,08 m/s bulunurken, fanın çıkışındaki mutlak hız 124,61 m/s olarak bulunmuştur.

Tablo 3.3. Basınç sayısı (ψ) tablosu [28]

Öne Eğik Kanatlı		$1,2 < \psi < 1,6$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar	$n_q < 40$	$1,0 < \psi < 1,2$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar	$40 < n_q < 80$	$1,0 < \psi < 1,1$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar	$80 < n_q < 100$	$0,9 < \psi < 1,0$
Orta basınçlı santrifüj çarklar	$100 < n_q < 200$	$0,6 < \psi < 0,9$
Alçak basınçlı santrifüj çarklar	$150 < n_q < 350$	$0,6 < \psi < 0,7$

Şekil 3.8 ve Tablo 3.3 yardımıyla basınç katsayısı belirlenmiştir. Basınç katsayısı verilere göre 1 alınmıştır.

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (3.68)$$

$$1 = \frac{2 \times 9,81 \times H}{124,61^2} \rightarrow H = 791,42 \text{ m}$$

$$gH = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (3.69)$$

$$9,81 \times 791,42 = c_{2u} \times 124,61 \rightarrow c_{2u} = 62,30 \text{ m/s}$$

Basınç katsayısının 1 olarak alınmasıyla denklem 3.69 ile özgül sayı bulunur. Özgül sayı elde bulunmasıyla fanın çıkışındaki mutlak hız bileşinlerinden biri denklem 3.69 ile bulunur.

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}} \quad (3.70)$$

$$\tan\beta_2 = \frac{60,85}{124,61 - 62,30} = 0,9766 \rightarrow \beta_2 = \tan^{-1} 0,9766 = 44,32^\circ$$

$$\tan\beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1} \quad (3.71)$$

$$\tan\beta_1 = \frac{125,39}{46,08} = 2,732 \rightarrow \beta_1 = \tan^{-1} 2,732 = 69,82^\circ$$

Fan çıkış açısı; fanın çıkışındaki mutlak hız bileşenin, çevresel hızı ve diğer mutlak hız fark oranıyla elde edilir. Denklem 3.70 yardımıyla fan çıkış açısı hesaplanmıştır.

Fan giriş açısı, fan girişindeki mutlak hız bileşinin çevresel hıza oranı ile bulunur. Denklem 3.71 yardımıyla fan giriş açısı hesaplanmıştır.

$$z = k \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \quad (3.72)$$

Kanat sayısı Pfeiderer'e göre denklem 3.72 ile hesaplanır [29]. Denklem 3.72 başında bulunan k sabiti Pfeiderer'e göre 3-8 arasında alınmaktadır.

$$z = 3\sim 8 \frac{0,119 + 0,044}{0,119 - 0,044} \sin\left(\frac{69,82 + 44,32}{2}\right) = (3\sim 8) \times 1,82 = 5\sim 14$$

Kanat sayısı 5~14 arasında çıkmaktadır. Ortalama olarak alınan değerlere göre 8~10 arasındadır. Kanat sayısının durumu analiz sonuçlarına göre netleştirilmiştir.

4. RADYAL FANIN SAYISAL MODELİ

Bir akış bölgesinin davranışını anlamak için enerji, süreklilik ve momentum denklemlerini akış alanında kısmi diferansiyel denklemler oluşturarak incelenmesi gerekmektedir [30]. Radyal fanların teorik hesapları bu denklemlere göre hesaplanabileceği gibi bir bilgisayar aracılığıyla HAD programları yardımıyla hesaplanabilir. Radyal fanlarda dönen parça olduğu için turbomakine olduğundan bahsetmiştik. Radyal fanlar gibi pompa, kompresör vb. dönen parça bulunduran makineler sabit bir düzlemdeki gibi momentum, süreklilik ve enerji denklemleri çözülemez. HAD programları aracılığıyla hem dönen bölgedeki elemanların zamana bağlı hareket ediyormuş gibi davrandığı hem de dönen bölgenin sabit kalıyormuş gibi davrandığı sürekli çözümler yapılabilmektedir. HAD programları süreklilik ve momentum denklemleri kullanarak hesap yapmaktadır. HAD programlarında 2D ve 3D olarak görüntüleme yapılabilmektedir.

4.1. Yönetici Denklemler

Yönetici denklemler akışkan türlerine göre aynı denklemler olmasına karşın farklılık göstermektedir. Akışkan türünü belirleyen faktörlerden birisi Reynolds sayısıdır. Reynolds sayısı akışkanın laminar akış veya türbülanslı akış olduğunu anlamak için kullanılır. Akış türü atalet kuvvetinin viskoz kuvvetine oranıdır. Denklem 4.1’de Reynolds sayısının hesaplanması gösterilmiştir. Denklem 4.1’de Re Reynolds sayısı, μ (kg/m.s) akışkan dinamik viskozite, D (m) boru çapı, V (m/s) akışkan hızı, ρ (kg/m³) akışkan yoğunluğu olarak gösterilmiştir [29].

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (4.1)$$

4.1.1. Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi kartezyen koordinat sisteme göre denklem 4.1.’de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

4.1.2. Momentum denklemi

Denklem 4.2 ve denklem 4.3'te momentum denklemlerinin ilk hali gösterilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \otimes \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \tau + \vec{f} \quad (4.3)$$

$$\tau = \mu \left(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right) \quad (4.4)$$

ρ ve μ değerleri sabit olmasıyla Navier-Stokes denklemleri aşağıda sadeleştirilerek gösterilmiştir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

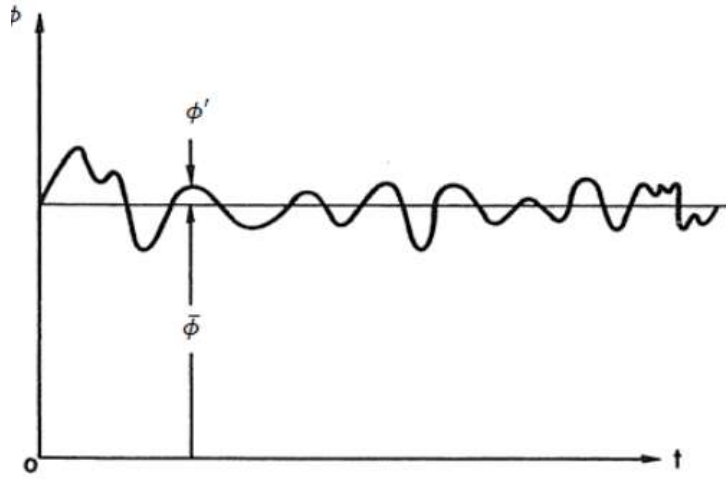
$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.7)$$

Türbülanslı bir akışın çözümlenmesinde Navier-Stokes denklemleri geçerli bir denklem olmalarına karşın doğrudan kullanılamamaktadır [32].

4.2. Türbülanslı Akışta Denklemler

Bir akışta kullanılan süreklilik, enerji ve momentum denklemleri türbülanslı akışlar için de geçerlidir. Ancak türbülanslı akışta elde edilen değerler anlık değerlerdir. Türbülanslı akışta bu değerler rastgele olmak üzere ortalama değere yakın değerlerdir. Bu durum Şekil 4.1'de grafikte gösterilmiştir [33].



Şekil 4.1. Türbülanslı bir akışın zamana göre değişen ϕ büyüklüğü [30]

Denklem 4.8’de ifade edilen anlık çalkantı değeri herhangi bir ϕ büyüklüğünün anlık olarak değişen bir değer ortalaması ile toplamıdır. Bulunan bu değerin büyüklüğü denklem 4.8 yardımıyla bulunur. Çalkantının ortalama değeri denklem 4.9 yardımıyla bulunur ve çalkantının ortalaması sıfırdır.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.8)$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \phi dt \quad (4.9)$$

$$\bar{\phi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \phi' dt = 0 \quad (4.10)$$

4.2.1. Türbülanslı akışta süreklilik denklemi

Süreklilik denkleminde denklem 4.11 ve denklem 4.1 yoğunluğun sabit olması olmasıyla ortaya çıkan durumu göstermektedir. Denklemlerin düzenlenmesiyle denklem 4.13 elde edilir. Denklem 4.14’te türbülanslı bir akışın süreklilik denklemi son halini almıştır.

$$\frac{\partial(\bar{u} + u')}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v} + v')}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w} + w')}{\partial z} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.14)$$

4.2.2. Reynolds ortalamalı Navier Stokes denklemi

Türbülanslı akışta çalkantı olması durumunda ortaya çıkan RANS denklemleri aşağıda görülmektedir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + f_x + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx} - \rho \overline{(u')^2}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{xy} - \rho \overline{u'v'}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{xz} - \rho \overline{u'w'}) \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial y} + f_y + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{yx} - \rho \overline{v'u'}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yy} - \rho \overline{(v')^2}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{yz} - \rho \overline{v'w'}) \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial z} + f_z + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{zx} - \rho \overline{w'u'}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{zy} - \rho \overline{w'v'}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zz} - \rho \overline{(w')^2}) \end{aligned} \quad (4.17)$$

4.3. Türbülanslı Modelleri

Akışın konum ve zamanla çalklanmasıyla türbülans oluşur. Zamana bağlılık ve akış karakteristiğine göre 3 boyut önemli bir etkiye sahiptir. Türbülans Reynolds sayısının yüksek olduğu zaman, yani atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlerden yüksek olunca oluşmaktadır. Türbülanslı akış hareketinin karmaşık olması hasebiyle modellenmesi zordur. Karmaşıklığı gidermek amacıyla çeşitli türbülans modelleri ortaya konmuştur. Ortaya çıkan türbülans denklemlerinin amacı RANS denklemlerindeki zamana bağlı çalkantılar ile oluşan türbülans gerilmelerini modelleyebilmektir [33].

4.3.1. k-ε Türbülans Modeli

4.3.1.1. k-ε Standart Türbülans Modeli

Yaygın olarak kullanılan türbülans modellerinden biri olan k-ε türbülans modeli, mühendislik uygulamalarında yüksek doğruluk vermesi hasebiyle kullanılmaktadır [34]. Matematiksel modeli 1988 yılında David Wilcox tarafından deneysel olarak geliştirilmiştir. Dönmenin olduğu akışlarda, kavisli yüzeyde hareket eden akışlarda, geometrinin her yerde düzgün olmadığı akışlarda ve sınır tabası ayrılma olayı görüldüğü akışlar için k-ε türbülans modeli uygun değildir [35]. k simgesi türbülans kinetik enerjisini göstermektedir. Birimi m^2 / s^2 'dir. ε simgesi türbülans girdaplarının disipasyonunu göstermektedir. Birimi m^2 / s^3 'tür. k-ε değişkenleri süreklilik denkleminde aynı kalırken momentum denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p''}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + f_x \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} \\
&= -\frac{\partial p''}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + f_y
\end{aligned} \tag{4.19}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\
&= -\frac{\partial p''}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + f_z
\end{aligned} \tag{4.20}$$

Navier-Stokes denklemleri ile çözüm yapılırken k-ε türbülans modeline dinamik viskoziteyle beraber türbülans viskozitesi denklemlere dahil edilir. Denklem 4.21’de efektif viskozite olarak isimlendirilen yeni denklem iki terimin toplamıyla elde edilir.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{4.21}$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4.22}$$

k-ε türbülans modeli için türbülanslı kinetik enerjisi, disipasyon ve türbülans viskozitesinin ilişki denklem 4.22’de gösterilmiştir. Denklem 4.23 ve denklem 4.24’te k-ε türbülans disipasyon oranı ve kinetik enerjisinin transfer ilişkisi gösterilmiştir. P_k değeri, P_{kb} ve $P_{\varepsilon b}$ kaldırma kuvvetinin etkisini ile oluşan türbülansı göstermektedir. Deneyisel sabitler olan $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k ve σ_ε değerlerine denklemlerde yer verilmemiştir [36].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \tag{4.22}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \tag{4.23}$$

4.3.1.2. k-ε RNG Türbülans Modeli

Renormalizasyon istatistiksel yöntemiyle k-ε RNG türbülans modeli geliştirilmiştir. Standart k-ε modeli düşük Reynolds değerli akışlarda ve dönmenin olduğu akışların çözümlenmesinde kullanılabilmektedir.

Standart türbülans modelleri açısından farkı $C_{\varepsilon 1}$ katsayılarının denklem 4.25'teki $C_{\varepsilon 1,RNG}$ fonksiyonun ve $C_{\varepsilon 2}$ sayısının yerine $C_{\varepsilon 2,RNG}$ sayısı ile değiştirilmesidir. $C_{\mu RNG}$ ve β_{RNG} sabitleri denklem 4.25 ve denklem 4.26'da kullanılan çeşitli sabitlerdir [36].

$$C_{\varepsilon 1,RNG} = 1,42 - f_n \quad (4.24)$$

$$f_n = \frac{n \left(1 - \frac{\eta}{4,38}\right)}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)} \quad (4.25)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}} \quad (4.26)$$

4.3.2. k-ω Türbülans Modeli

Kolmogoroff tarafından k-ε türbülans modeline alternatif olarak önerilmiştir [35]. 1998 yılında David Wilcox tarafından tanışım denklemleri modellerini HAD uygulamalarında ortaya koymuştur [38]. k-ε türbülans modeliyle birlikte k-ω türbülans modeli de sıklıkla kullanılan türbülans modellerinden biridir [34]. k-ε türbülans modeli Reynolds ortamlı Navier Stokes denklemleri yaklaşımıyla kullanılmaktadır. k-ω türbülans modeli temel anlamda üç farklı başlık altında incelenmiştir.

4.3.2.1. k-ω Standart Türbülans Modeli

Denklem 4.27 ve denklem 4.28'de Wilcox tarafında sırasıyla k ve ω formülleri ortaya konmuştur [38]. İki tanışım denkleminin çözülmesiyle gerilme vizkozitesi hesaplanır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \mu_j k)}{\partial x_j} = \rho P - \beta' \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.27)$$

$$P = \tau_{ij} \frac{\partial \mu_j}{\partial x_j} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\mu_j\omega)}{\partial x_j} \\ &= \frac{\alpha\omega}{k} \rho P - \beta\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho\sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Bağımsız değişkenlerle birlikte yoğunluk ve hız vektörü Navier Stokes denkleminde bilindiği kabul edilir. P_k türbülans üretim miktarını göstermektedir. k-ε türbülans modelindeki işlemler yapılır.

$$P_k = \mu_t + \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3\mu_t \nabla U + \rho k) + P_{kb} \quad (4.30)$$

Denklem bulunan sabitler aşağıdaki verilmiştir.

$$\sigma_k = 2, \quad \sigma_2 = 2, \quad \beta' = 0.09, \quad \beta = 0.075, \quad \alpha = 5 / 9 \quad (4.30)$$

Denklem 4.30'da bilinmeyen Reynolds gerilmesi, denklem 4.32'deki gibi hesaplanır.

$$\tau = \mu_t 2S - \rho \frac{2}{3} \delta k \quad (4.32)$$

4.3.2.2. k-ω SST Türbülans Modeli

Standart k-ω SST türbülans modeli düzgün yüzeylerden akım çizgilerinin zamanı ve yeri hesaplarırken türbülans kopması gerilmesi aktarımı anında hatalar yapabilmektedir. Bu durum vizkozitenin geç tahmin edilmesinden kaynaklanmaktadır. Doğru aktarım için k-ω SST türbülans modeli geliştirilmiştir [39]. Denklem 4.33'teki F_2 , limitleri duvar sınırına sıkıştıran F_1 fonksiyonudur. S, çekme oranının değişmeyen ifadesidir.

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \quad (4.33)$$

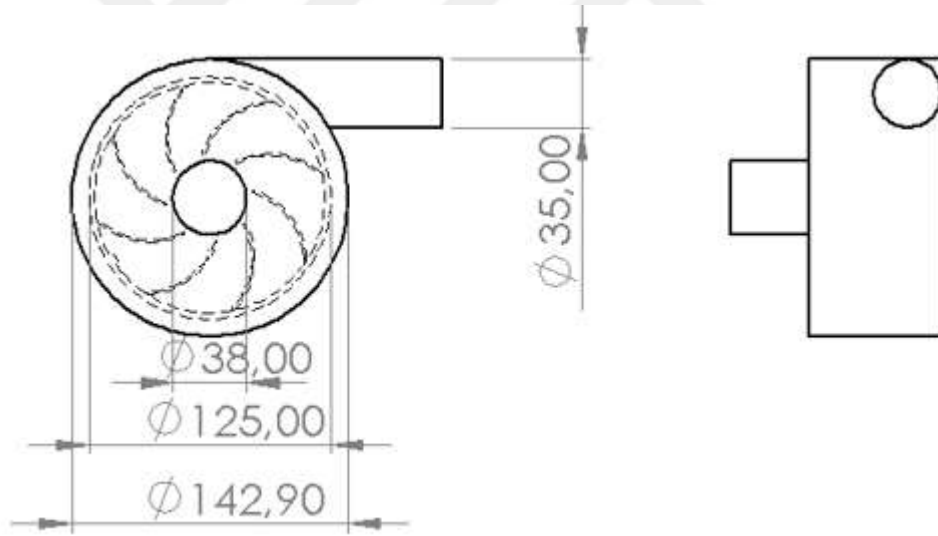
$$v_t = \mu_t / \rho \quad (4.34)$$

5. RADYAL FANIN SİMÜLASYONU

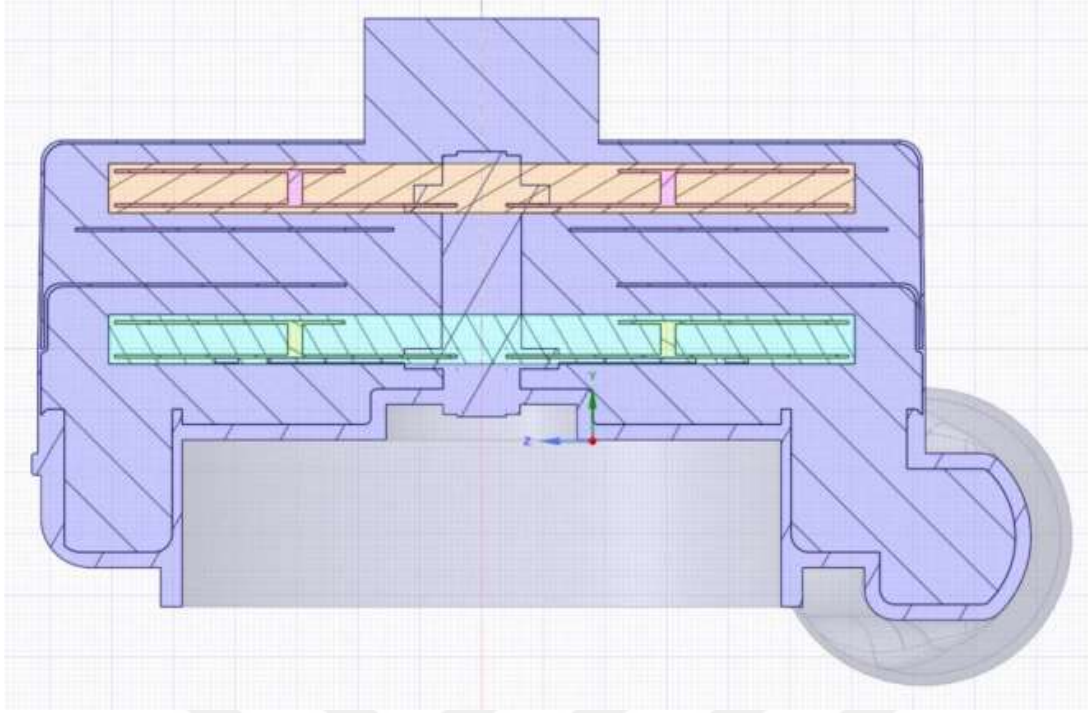
5.1. HAD Yöntemiyle Radyal Fanın Modellenmesi

Geriye eğik kanatlı radyal fanın oluşturduğu akış HAD yöntemiyle modellenmesine değinilecektir. Sonlu hacimler yöntemi ile analiz işlemleri yapılarak akış hacmi modellenerek türbülanslı akış çizgileri elde edilecektir. Çıkıştaki basınç ve hız değerleri hesaplanarak debi değerleri elde edilecektir. Analiz için gerekli katı modeller Solidworks programı ile elde edilmiştir.

Radyal fanın teknik ölçüleri Şekil 5.1’de gösterilmiştir. Akış analizleri için sonlu hacimler yönteminin kullanan Ansys Fluent programı kullanılmıştır. Şekil 5.2.’de radyal fanın akış hacmi gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Radyal fanın teknik resmi



Şekil 5.2. Radyal fanın akış hacmi

Radyal fanın hareketli olan kısmı rotorun dönme hareketini tanımlamak için dönen bölge tanımlanmış yapılmıştır. Şekil 5.2’de görülen açık turuncu ve açık yeşil alan dönen alanın göstermektedir. Döner bölgenin açısal hızı 20000 rpm olarak tanımlanmıştır. Hava hareketinin giriş ve çıkışını tanımlamak için emme ve basma ağzlarındaki sınır şartları Tablo 5.2.’deki gibi tanımlanmıştır. Tablo 5.1.’de mevcut fanın özellikleri gösterilmiştir. İlk analizler bu ölçülere göre yapılmıştır. Sonraki analizler parametre değerlerinin değiştirilmesiyle oluşan durum gözlemlenmiştir.

Tablo 5.1. Radyal fanın teknik özellikleri

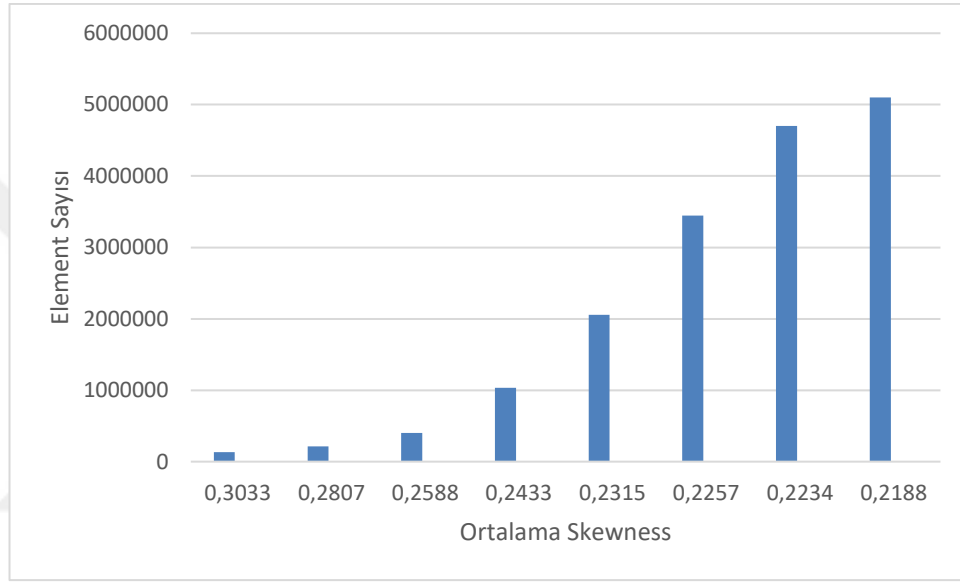
$D_1(\text{mm})$	$D_2(\text{mm})$	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	z (adet)
44,45	119,08	61,5	44,7	8

5.2. Mesh Yapısı

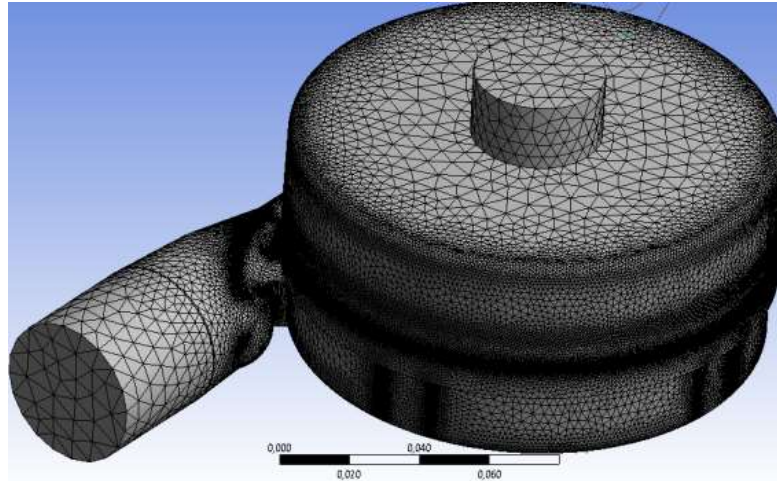
Akış analizinin için yapılması için sonlu sayıda hacim oluşturulması gerekmektedir. Sonlu sayıda oluşturulan bu yapıya mesh denmektedir. Sonlu sayıda oluşan hacimlerde akışın diferansiyel denklemler kullanılarak hesaplama işlemi yapılır [40]. Diferansiyel

denklemlerin çözülmesinde iterasyon kullanılmaktadır. Meshte oluşan her bir eleman için yönetici çözülme yapmaktadır.

Analizde doğru sonuçlar elde edebilmek için element boyutları küçültürken ve yuvarlak kenarlarda inflation (şişirme) işleme uygulanarak 3.447.838 tetrahedrons element ve 983.786 bağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 5.3.'te analiz işleminde kullanılan mesh yapısı kalitesi gösterilmektedir. Skewness değeri sıfıra yaklaştıkça iyi olduğu kabul edilir [41]. Şekil 5.3.'te görüldüğü üzere ortalama skewness değeri 0,22'den sonra element sayısı artmasına rağmen çok fazla değişmediği görülmektedir.



Şekil 5.3. Element sayısı ile skewness değer grafiği



Şekil 5.4. Radyal fanın mesh yapısı

5.3. Sınır Şartları

Analiz işlemlerinin gerçekleşmesi için sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Geriye eğik kanatlı radyal fana hava atmosferik basınçta girdiği, 18000 Pa çıktığı ve devir sayısı 20000 rpm olarak alınmıştır. Radyal fan için hedeflenen debi değeri 186 m³/h olarak belirlenmiştir. Rotor bölgesine, salyangoz kenarlarına ve diğer duvarlara kaymama şartları tanımlanmıştır. Sınır şartları Tablo 5.2.'de verilmiştir.

Tablo 5.2. Sınır şartları

Rotor Devri	Çıkış Basıncı	Giriş Basıncı
20000 rpm	18000 Pa	1 atm

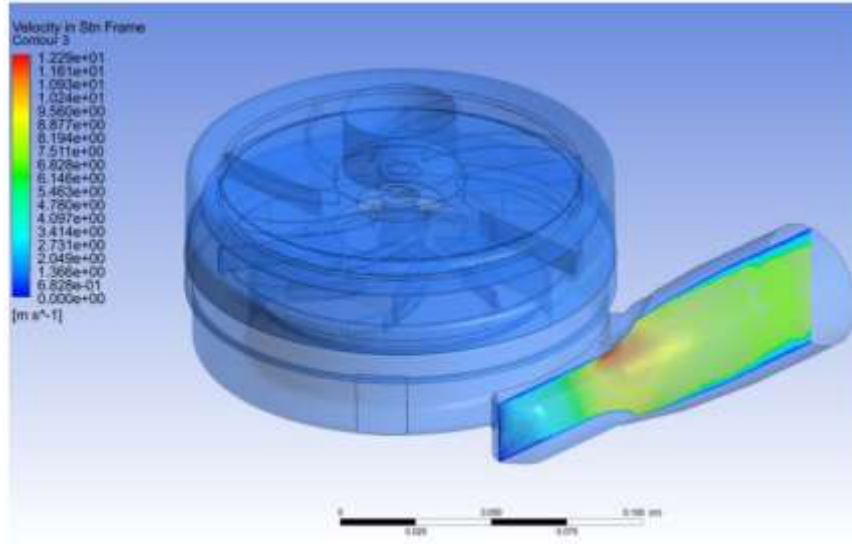
5.4. Analiz Sonuçları

Radyal fana giren kütleli debinin dinamik basıncı elde edilen uygun tasarım yapısıyla mümkün olduğu kadar statik basınca çevirerek fanın giriş ve çıkış noktalarındaki basınç farkı arttırmakla emme miktarının artırılması istenmektedir.

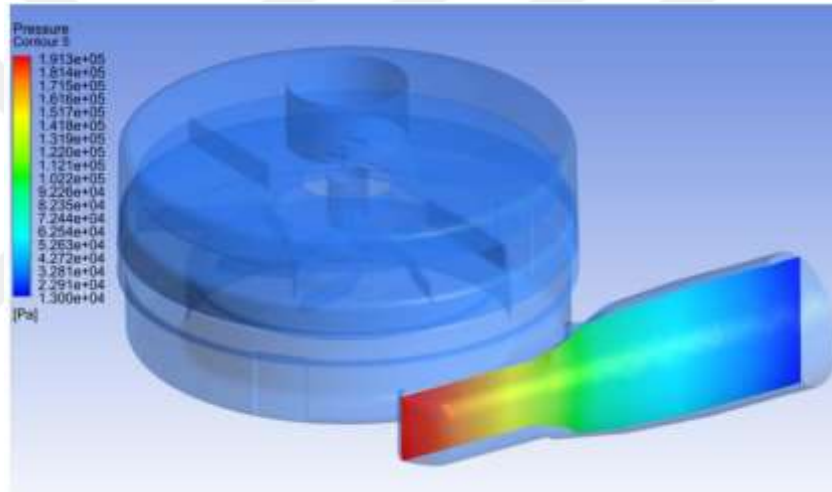
Elde edilen ilk HAD analiz sonuçlarına göre havanın çıkış hızı 8,8 m/s olarak hesaplanmıştır. Çıkış basıncı yaklaşık 24000 Pa olarak hesaplanmıştır.

Tablo 5.3. Analiz sonuçları

Çıkış Hızı	Çıkış Basıncı	Debi
8,8 m/s	24000 Pa	216 m ³ /s



Şekil 5.5. Havanın radyal fandan çıkış hızı



Şekil 5.6. Çıkış basıncı

5.5. Fanın Değiştirilen Parametreleri ve HAD Analizleri

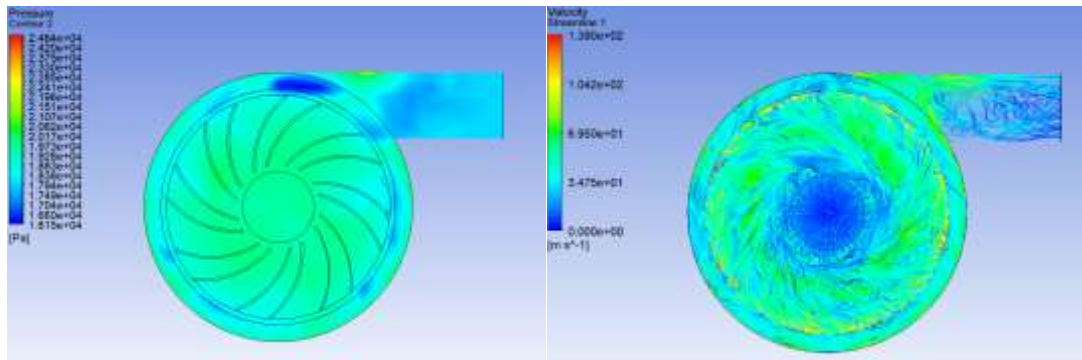
Radyal fanın tasarımında değişiklikler yapılmasıyla HAD işlemleri tekrarlanmıştır. Fanın tasarımında kanat açıları ve kanat sayıları değiştirilerek sınır şartları değiştirilmeden HAD analizleri yapılmıştır. Farklı kanat açıları ile kanat sayıları değiştirilerek analizler yapılmıştır. Bu vasıta ile kanat açısı ve kanat sayısının değişiklikleri gözlemlenmiştir. Radyal fan tasarımları Solidwoks üzerinden elde edilmiştir.

5.5.1. Radyal fanlarda değişen kanat açısı etkisi

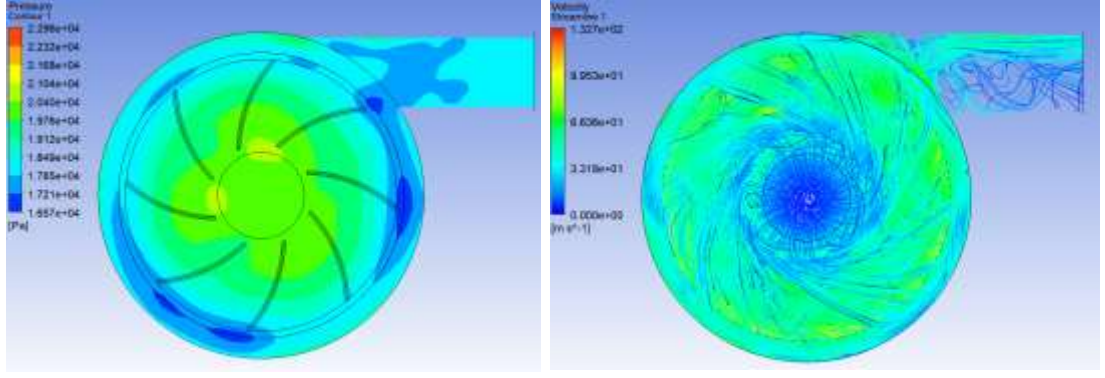
Radyal fanın tasarımında kanat açısı ve kanat sayılarında değişiklikler yapılmıştır. İlk olarak β_1 açısı sabit tutulmasıyla β_2 açısı değiştirilmiştir. Daha sonra β_2 açısı sabit tutulmasıyla β_1 değiştirilmiştir. Kanat açıları değiştirilirken kanat sayısı değiştirilmeden, 8 kanat olarak analizler yapılmıştır. İlk tasarım Model A olarak adlandırılmıştır. Yapılan değişikliklere göre tasarımlar Model B, Model C, Model D, Model E olarak adlandırılmıştır. Tablo 5.4.'de fanların teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.4. Fanların teknik özellikleri

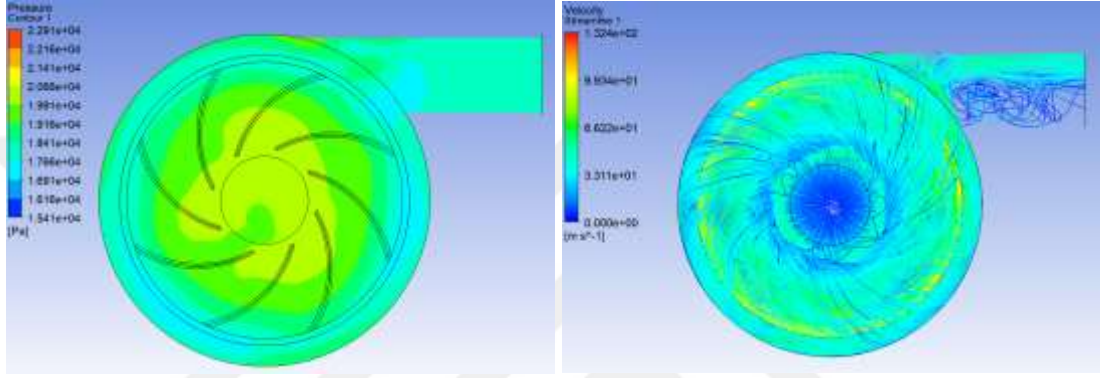
Model İsmi	Kanat Sayısı (adet)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$
Model A	8	61,5	44,7
Model B	8	61,5	34,7
Model C	8	61,5	54
Model D	8	50	44,7
Model E	8	70	44,7



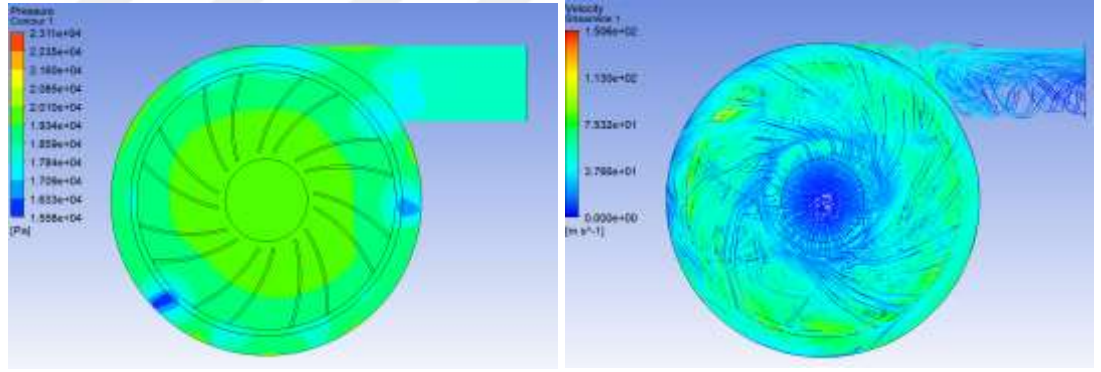
Şekil 5.7. Model B'nin hız ve basınç değerleri



Şekil 5.8. Model C'nin hız ve basınç değerleri



Şekil 5.9. Model D'nin hız ve basınç değerleri



Şekil 5.10. Model E'nin hız ve basınç değerleri

Tablo 5.5.'de fan geometrisinde β_1 ve β_2 parametrelerinin değişmesiyle ortaya çıkan analiz sonuçları verilmiştir.

Tablo 5.5. Değişen tasarımların analiz sonuçları

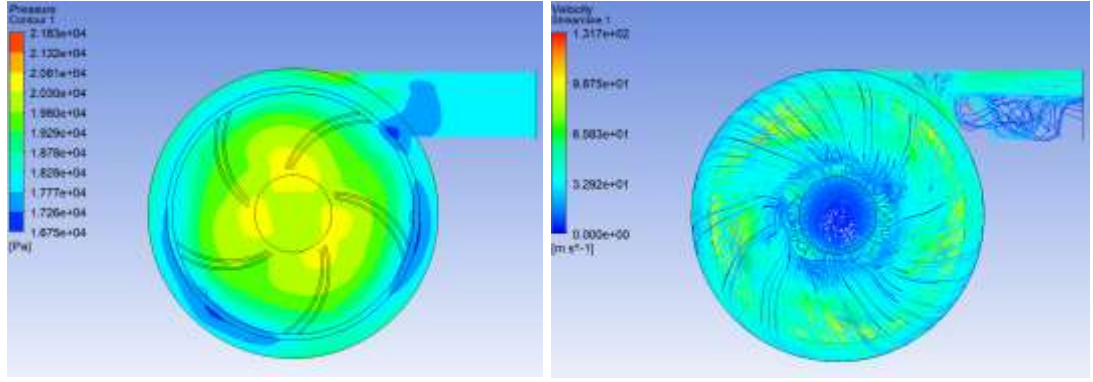
Model İsmi	Çıkış Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	Basınç Farkı (Pa)
Model A	8,8	216	24000
Model B	7,4	201	24900
Model C	9,5	228	22996
Model D	8,1	197	22900
Model E	6,7	170	23100

5.5.2. Radyal fanlarda değişen kanat sayısının etkisi

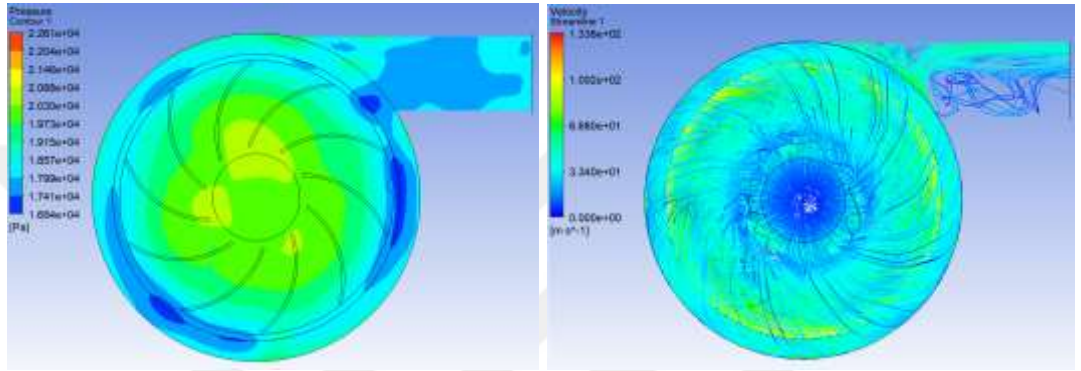
Fanların kanat açısı değişikliği incelendikten sonra kanat sayısının değişikliği incelenmiştir. Sonuçlara göre en verimli fan modelleri olan üç fan geometrisinin farklı kanat sayısına göre durumları incelenmiştir. 8 kanatlı radyal fanların kanat sayısı 5 ve 10 kanatlı yapılarak aynı işlemler tekrar edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre açılar değiştirilen fan modellerinin kanat sayısı değiştirilerek kıyaslanmıştır. Tablo 5.6’da kanat sayıları değiştirilen fanların teknik özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.6. Kanat sayıları değişen fanların teknik özellikleri

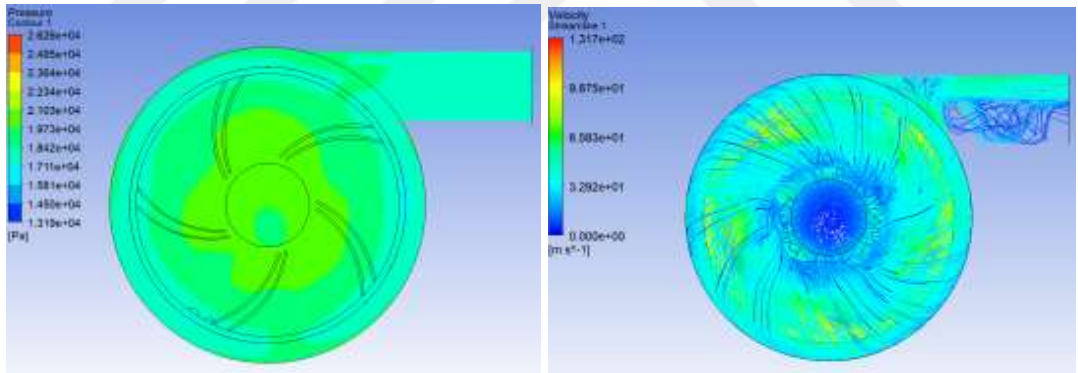
Model İsmi	Kanat Sayısı(adet)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$
Model A ₅	5	61,5	44,7
Model A ₁₀	10	61,5	44,7
Model B ₅	5	61,5	34,7
Model B ₁₀	10	61,5	34,7
Model C ₅	5	61,5	54
Model C ₁₀	10	61,5	54



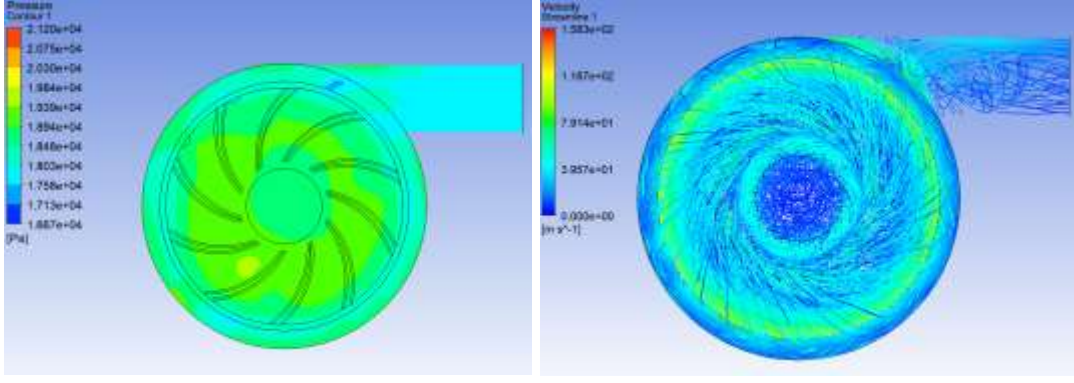
Şekil 5.11. Model A₅'in basınç ve hız sonuçları



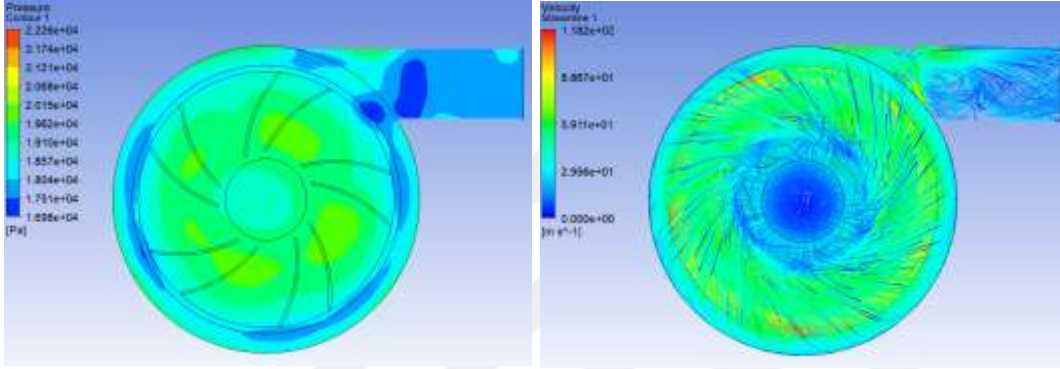
Şekil 5.12. Model A₁₀'un basınç ve hız sonuçları



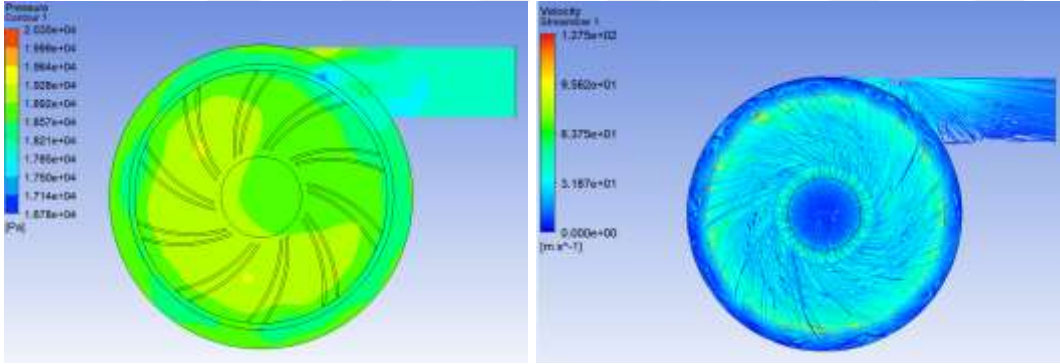
Şekil 5.13. Model B₅'in basınç ve hız sonuçları



Şekil 5.14. Model B₁₀'un basınç ve hız değerleri



Şekil 5.15. Model C₅'in basınç ve hız değerleri



Şekil 5.16. Model C₁₀'nin basınç ve hız değerleri

Tablo 5.7. Analiz sonuçları

Model İsmi	Çıkış Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	Basınç Farkı (Pa)
Model A ₅	7,1	193	21830
Model A ₈	8,8	216	24000

Model A ₁₀	6,7	237	21610
Model B ₅	6,6	196	26260
Model B ₈	7,4	201	24900
Model B ₁₀	7,9	241	21120
Model C ₅	5,9	194	22260
Model C ₈	9,5	228	22996
Model C ₁₀	6,4	243	20035

Radyal fanda hedeflenen debi değeri 186 m³/h olarak belirlenmişti. Parametrelerin değişmesiyle elde edilen sonuçlara göre en verimli radyal fan modeli Model A₈ olmaktadır. Model B₅ ve model B₈'de istenilen duruma yaklaşmaktadır. Fanlarda oluşabilecek kayıp durumlar göz önüne alınarak deneysel işlemler Model A₈ tercih edilmiştir.



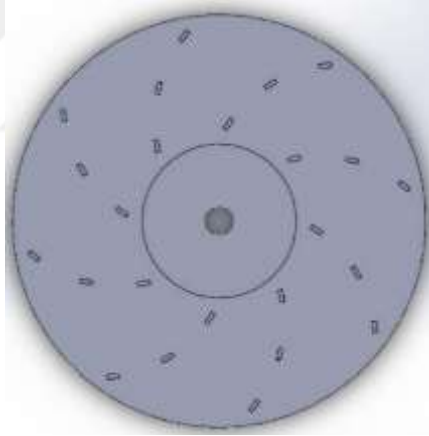
6. DENEYSEL ÇALIŞMA

HAD analizleri sonuçlarına göre otonom temizlik aracında kullanılması hedeflenen en verimli fan modeli olan Model A₈'in deneyleri yapılmıştır. Deneyler yapılmasıyla fanın analiz sonuçlarıyla karşılaştırılıp isterleri karşılayıp karşılamadığı gözlemlenmiştir.

6.1. Deneyde Kullanılan Malzemeler

6.1.1. Radyal fan

HAD analizleri sonucu en verimli olan Model A₈'nin imalatı Sakarya Karasu'da bulunan TEKTEM firması tarafından yapılmıştır. Radyal fanın teknik özellikleri Tablo 5.4.'te, teknik resmi şekil 6.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Model A₈'in teknik resmi



Şekil 6.2. İmalatı yapılan radyal fan

6.1.2. DC Motor

Radyal fanın 20000 rpm ile çalışması için 24V-600W DC motor kullanılmıştır. Temizlik aracı şebekeden elektrik alarak çalışmayacağı için DC motor tercih edilmiştir.



Şekil 6.3. 24V-600W DC motor

6.1.3. Trafo

DC motorun AC elektrik ile çalışması için trafo (power supply) kullanılmıştır. 600W ile çalışan DC motor için 12V-30A'lık iki adet trafo birbirine seri bağlanarak 24V-30A yani 720 W güç elde edilmiştir.



Şekil 6.4. 12V-30A trafo

6.1.4. Diyot

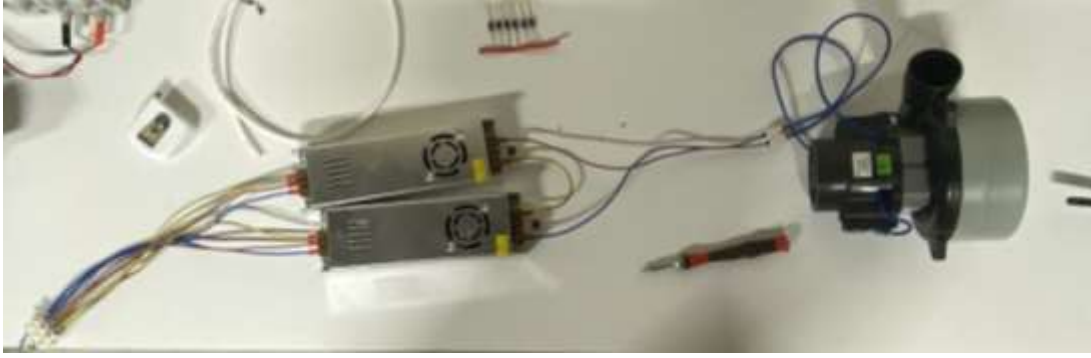
Diyot yalnızca tek taraflı bir yönde akım ileten devre elemanlarından biridir. Seri bağlantılı yapılarda ters polarite koruması veya devre kapısı olarak kullanılarak gerilim sıçramalarına karşı korunmak için kullanılır [42]. Yüksek akımdan dolayı iki adet 10A10 diyot kullanılmıştır.



Şekil 6.5. 10A10 diyot

6.2. Montaj

Elde edilen malzemeler ile oluşan montaj şekil 6.6'da verilmiştir.



Şekil 6.6. Test için hazır hale getirilen emiş sistemi

6.3. Deneysel Sonuçlar

Radyal fanların fan karakteristik eğrilerini elde etmek için rüzgâr tüneli kullanılması gerekmektedir. Rüzgâr tünelleri tek tip olmayıp fana özgü olarak üretilmektedir. Bu tez kapsamında rüzgâr tüneli olmadan ve açık hava basıncı ile emiş sisteminin çalıştırılmasıyla veriler elde edilmiştir.

Tablo 6.1. Deneysel sonuçlar

	Debi (m ³ /h)	Çıkış Hızı (m/s)
1.Deney	134	23,45
2.Deney	152	26,56
3.Deney	158	27,54
4.Deney	142	24,72
5.Deney	129	22,48
6.Deney	149	25,94
7.Deney	110	19,29
8.Deney	149	21,74
9.Deney	130	22,71

7. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu tez kapsamında otonom temizlik aracının emiş sisteminin fan tasarımı, analizi ve prototip imalatı yapılmıştır. Hedef olarak radyal fanın $186 \text{ m}^3/\text{h}$ 'lik debide çalışması istenmektedir. Geriye eğik kanatlı radyal fanın 3D dosyaları CAD programları yardımıyla elde edilmiştir. Akış analizleri HAD yöntemiyle modellenmesi yapılmıştır. Fan geometrisinde bazı parametreleri değiştirerek analizler aynı sınır koşulları altında tekrarlanmıştır. Fan geometrisinde öncelikle kanat açıları değiştirilmek suretiyle radyal fanın kanat giriş açısı β_1 sabit tutularak kanat çıkış açısı β_2 değiştirilmiştir. Daha sonra fan kanat çıkış açısı β_2 sabit tutulup fan giriş açısı β_1 değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen ilk sonuçlara göre farklı kanat açılarıyla beraber kanat sayılarında değişiklikler yapılmasıyla elde edilen basınç ve hız verileri karşılaştırılmıştır.

Elde edilen analiz verilerine göre β_2 açısının arttırılmasıyla fan debi ve basınç değerlerinde artış gözlenmiştir. Radyal fan kanat sayısının artmasıyla da debi değerinde artış gözlemlenirken basınç değerlerinde azalma gözlemlenmiştir.

Simülasyon sonuçlarına göre en verimli fan olan Model A₈'in basınç farkı 24000 Pa ve debi değeri $216 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak elde edilmiştir. Deney çalışmasında ise debi değeri en yüksek $158 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak elde edilmiştir. Elde edilen verilere yaklaşık %26,12 hata oranıyla hedeflenen debi değerine yakın bir sonuç elde edilmiştir. Mevcut emiş sisteminin deneysel işlemleri rüzgâr tüneline ve uygun sınır koşullarında tekrar yapılarak daha verimli sonuçlar elde edilebilir.



KAYNAKLAR

- Akköse, K. (2010). *Biomimetik Fan Tasarımı* [Yüksek lisans tezi] Yıldız Teknik Üniversitesi
- Regg, L. (2017). *Air Conditioning System Design*. Butterworth-Heinemann
- Bulgurcu, H. (2015). *Havalandırma Tekniği-Fanlar*. Balıkesir Üniversitesi
- Roth, H. (1990). *Improvements of Sirocco Fan*.
- Hall, S. (2018). Rules of Thumb for Chemical Engineers (4. Baskı). Chemical Engineering Books.
- Alarko Carrier Teknik Bülten. (2017). Fanlar: Özellikleri ve Analiz, Aralık 2017.
- Güney, M. (2016). *Radyal Fan Salyangozunun Fan Performansına Etkilerinin HAD Yardımı ile İncelenmesi* [Yüksek lisans tezi] İstanbul Teknik Üniversitesi
- D. Green ve R. Perry. (2008) Perry's Chemical Engineers' Handbook, (8. Baskı). McGraw-Hill.
- Montazerin N., Akbari G. ve Mahmoodi M. (2015). Developments in Turbomachinery Flow Forward Curved Centrifugal Fans. Cambridge: Woodhead Publishing.
- Mutlu, Ö. (2018). *İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin HAD İle İncelenmesi*, [Yüksek lisans tezi] İstanbul Teknik Üniversitesi
- Peng, W. (2008). *Fundamentals of Turbomachinery*, Wiley&Sons.
- Eck, B. (1973) *Fans: Design and Operation Centrifugal, Axial Flow and Cross Flow Fans*. Pergamon Press.
- Adachi, T., Sugita, N. ve Yamada, Y. (2004) *Study on The Performance of a Sirocco Fan (Flow around the runner blade)*. (10. Baskı). International Journal of Rotating Machinery.
- Stefan, F. (2008). *Optimum Design of High Efficiency Forward Curved Blade Radial Fans*. Hg. von MGSU Moskau.
- Kasap A. (2009). *Bir Tesla Fanının İncelenmesi* [Yüksek lisans tezi] Sakarya Üniversitesi
- Kumon, Y. ve Otsuka, M. (2013). *Development of Sirocco Fan Featuring Dragonfly Wing, Characteristics*. Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging.
- Fan Engineering. (2005). *Fan performance characteristics of centrifugal fans*. Information and Recommendations for the Engineer.

- Darvish, M. (2005). *Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades*. [Doktora tezi] Technischen Universität Berlin
- El-Sayed, F.A. (2008). *Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engine*. Zagazig: CRC Press.
- Eck, B. (1973). *Fans: Design and Operation Centrifugal, Axial Flow and Cross Flow Fans*. Pergamon Press.
- Baysal, K. (2015). *Tam Santrifüj Pompalar: Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon*, [Yüksek lisans tezi] İstanbul Teknik Üniversitesi
- Mc Pherson, J. M. (2009). *Subsurface Ventilation and Environmental Engineering*, (2. Baskı).
- Willinger R. (2012). *Theoretical Interpretation of the Cordier-Lines for Squirrel Cage and Cross - Flow Fans*, Proceedings of ASME Turbo Expo.
- S. Canbazoğlu. (2020). *Fan Mühendisliği – I. Aironn Fan Mühendisliği Teknik Yayın*.
- Pfleiderer C. ve Petermann H. (1978). *Akım Makinaları (K. Edis ve Y. Tekin Çev.)*, İstanbul: Matbaa Teknisyenleri Basımevi.
- Krivchenko, G.I. (1986). *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*, Mir Publishers.
- Akın, H. (2014). *Su Türbini Tasarımı Amaçlı Sayısal Yöntemler Geliştirilmesi Ve Uygulanması*, [Yüksek lisans tezi] TOBB Ekonomi Ve Teknoloji Üniversitesi
- Dolay, F. H. ve Parmaksızoğlu C. (1999). *Vantilatör Tasarımı*, IV. Ulusal Tesisat Sergisi.
- Gökelim, A. T. (1977). *Vantilatörler*, İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Yayınları.
- Whitfield A. ve Baines N. C. (1990). *Design of Radial Turbomachines*. Longman Scientific and Technical Publications.
- Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M. (2012). *Akışkanlar Mekaniği Temelleri Ve Uygulamaları*, Nobel Matbaacılık.
- Kim K.Y. ve Seo S.J. (2004). *Shape Optimization of Forward-Curved-Blade, Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis*, 126(735), 68-156. <https://doi.org/10.1115/1.1792256>
- W.K., Damodaran, M. (2006). *Computational flow modeling for industrial fan performance characteristics*, European Conference on Computational Fluid Dynamics.
- Wilcox, D. C. (1988). *Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models*, 26(11), 1299-1310. <https://doi.org/10.2514/3.10041>
- Ansys. (2011). *CFX Solver Theory Guide*, 14.0, Aralık 2011.
- Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği k-Omega Türbülans Modeli (2021, 29 Temmuz). <https://buneden.com/Sorular/cfd/hesaplamali-akiskanlar-mekanigi-k-omega-turbulans-modeli/> adresinden 22 Aralık 2022 tarihinde alınmıştır.

- Wilcox, DC. (1998). *CFD için Türbülans Modellemesi*, (2. baskı), DCW Industries.
- Landgrebe, A. J. ve Cheney, M. C. (1973). *Rotor Wakes - Key to Performance Prediction*, AGARD Conference on Aerodynamics of Rotary Wings.
- Ding L., Wang T., Yang B. ve Gu C. (2013). *Experimental and numerical analysis on the effect of inlet distortion on the performance of a centrifugal fan with a mixing chamber*, Journal of Mechanical Science and Technology.
- Ansys Inc. (2009). *Meshing Help Document Reliese*, Aralık 2010.
- Seyrek, A. M. (2020). *Bilim ve Teknoloji Sözlüğü*, Yedievren Basımevi.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Furkan Göktaş

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2019, Sakarya Üniversitesi, Fen Edebiyat Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2023, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Enerji Bilim Dalı

TEZDEN TÜRETİLEN ESERLER:

- Göktaş F., Büyükkaya E. (2022, 17-18, Aralık). Otonom Temizlik Aracına Ait Emiş Sisteminin Tasarımı.